

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Stanovení charakteristik ventilu při proudění plynu

Determination of Valve Characteristics during Gas Flow

Student:

David Horáček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jana Jablonská Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **David Horáček**

Studijní program: **B2341 Strojírenství**

Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**

Téma: **Stanovení charakteristik ventilu při proudění plynu**
Determination of Valve Characteristics during Gas Flow

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte teorii o měření statických charakteristik ventilu při proudění plynu.
2. Popište měřicí trať a vytvořte metodiku pro měření charakteristik ventilu při proudění plynu.
3. Proveďte měření na experimentální trati.
4. Vyhodnoťte naměřená data graficky a porovnejte s literaturou.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] NOSKIEVIČ, J. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL Praha, 1987. 354 s.
- [2] DRÁBKOVÁ, S a kol. *Mechanika tekutin*. [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 257s. [cit. 2015-05-05]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>
- [3] ČSN EN 1267 *Průmyslové armatury – Měření průtokových ztrát s použitím vody jako zkušební tekutiny*. 2012.
- [4] ČSN EN 60534-2-3 *Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2-3: Průtok – Zkušební postupy*. 1999.
- [5] ROČEK, J. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002. 204 s.
- [6] MIKULA, J. a kol. *Potrubí a armatury*. Praha: SNTL Praha, 1974. 585 s.
- [7] MILLER, D. S. *International Flow systems*. Bedford: BHRA, 1990. 396 s. ISBN 0-947711-77-5.
- [8] KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.
- [9] JANALÍK, J. *Měření tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. 155 s.
- [10] VINOPAL, S.; KOLÁŘ, V. *Hydraulika průmyslových armatur*. Praha: SNTL Praha, 1963. 650 s.
- [11] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. 1997.
- [12] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. 1996.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

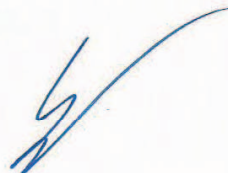
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jana Jablonská, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 16.5.2016

Podpis:




Poděkování

Za cenné rady a poskytnutý čas při konzultacích k mé bakalářské práci, asistenci při měřeních bych chtěl poděkovat vedoucí mé bakalářské práce Ing. Janě Jablonské Ph.D. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Josefu Dobešovi za seznámení s ovládáním aerodynamického tunelu a odbornou asistenci při měřeních.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

David Horáček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Stará ves

Mlýnská 363/33

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HORÁČEK, D. Stanovení charakteristik ventilu při proudění plynu. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 48s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jana Jablonská Ph.D.

Bakalářská práce má za cíl vytvořit metodiku pro zjišťování charakteristik regulačních ventilů (armatur) při proudění plynu. Bylo provedeno měření těchto charakteristik dle vytvořené metodiky v aerodynamickém tunelu, vyhodnocení jejich zanesením do tabulek a grafů. Práce se zabývá porovnáním průtočných charakteristik jednotlivých ventilů s literaturou. Práce je rozdělena na tři části: teorie o měřených charakteristikách, metodika měření, vyhodnocení měření s porovnáním s literaturou.

Klíčová slova: Charakteristika ventilu, Aerodynamický tunel, Prandtlova trubice, rychlostní profil, tlaková ztráta, ztrátový součinitel, průtokový součinitel.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HORÁČEK, D. Determination of Valve Characteristics during Gas Flow. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Hydromechanics and Hyndraulic Equipment, 2016, 48p. Thesis head: Ing. Jana Jablonská Ph.D.

This bachelor thesis has to make methodology for Determination of Valve Characteristics during Gas Flow. Measuring of these characteristics by described methodology in aerodynamic tunnel. Characteristics evaluation in tables and graphs. Then comparison of measured data with literature and their classification to the specific groups. Thesis has three parts: theory of measured characteristics, measuring methods, evaluation of measurement with literature.

Keywords: Valve characteristics, aerodynamic tunnel, Prandtl tube, velocity profile, pressure loss, loss coefficient, flow coefficient.

Obsah

Přehled značek použitých v bakalářské práci	9
Úvod	11
1. Armatury	12
1.1. Aramturny uzavírací	12
1.2. Regulační armatury (regulační ventily)	13
2. Základní pojmy regulačních ventilů	15
2.1. Jmenovitá světlost DN.....	15
2.2. Jmenovitý tlak PN	15
2.3. Průtočná charakteristika.....	15
2.4. Regulační poměr.....	17
2.5. Netěsnost.....	17
2.6. Průtokové součinitele	18
2.7. Autorita ventilu	20
3. Popis měřících zařízení	22
3.1. Aerodynamický tunel.....	22
3.2. Žárový anemometr MiniCTA.....	23
3.3. Prandtlova trubice	23
4. Použité fyzikální vlastnosti vzduchu při tlaku 100 kPa	25
5. Popis měřících tratí a vyhodnocení měření	26
5.1. Měření prázdného tunelu	26
5.2. Měřící trať pro prázdné potrubí DN50, DN20, DN24 a DN40.....	29
5.3. Měřící trať pro regulační ventily a uzavírací ventil	35
Závěr:.....	44
Použitá literatura:	46
Seznam příloh	48

Přehled značek použitých v bakalářské práci

a	autorita ventilu	[1]
c	měrná tepelná kapacita	[J.kg ⁻¹]
h	zdvih ventilu	[m]
n	látkové množství	[mol]
p	absolutní tlak plynu	[Pa]
p_1	absolutní tlak plynu před regulačním ventilem	[Pa]
p_2	absolutní tlak plynu za regulačním ventilem	[Pa]
p_n	absolutní tlak plynu za normálního stavu	$p_n = 101\,325\text{ Pa}$
t	teplota	[°C]
x	poměrný tlakový spád	[1]
A_v	průtokový součinitel	[m ²]
C_v	průtokový součinitel	[lb.ft ⁻³]
K	koeficient Pitot–Prandtlovy trubice	[1]
K_v	průtokový součinitel	[m ³ .h ⁻¹]
Q	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
R	molová plynová konstanta	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
S	určující průtočný průřez	[m ²]
T	absolutní teplota plynu	[K]
T_1	absolutní teplota na vstupu do ventilu	[K]
T_n	absolutní teplota plynu za normálního stavu	$T_n = 273\text{ K}$
V	objem plynu	[m ³]
V_2	měrný objem páry plynu při teplotě T_1 a tlaku p_2	[m ³]

X	poměrný hmot. obsah syté páry v mokré páře	[1]
ξ	ztrátový součinitel	[1]
Δp	tlaková ztráta	[Pa]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ρ_a	hustota plynu za normálního stavu	[kg.m ⁻³]
ϕ	průtočná charakteristika	[1]

Úvod

Bakalářská práce vznikla ve spolupráci s firmou Armatury group a.s., která požadovala zjištění charakteristik ventilů (armatur) při proudění stlačitelné tekutiny. V současnosti byly armatury testovány při proudění vody (tj. nestlačitelná tekutina). Měřené regulační armatury se používají především v energetice při proudění páry, z tohoto důvodu bylo vhodné proměřit charakteristiky se stlačitelnou tekutinou.

Bakalářská práce popisuje ventily a to jak uzavírací, neboť jeden z měřených ventilů byl uzavírací, tak ventily regulační. Jsou provedeny v několika konstrukcích, které jsem uvedl v mé práci, zaměřil jsem se na ventily jednosedlové, protože se zabývám stanovení charakteristiky ventilu tohoto typu. Dále jsem zpracoval charakteristiky, které jsou u ventilů zjišťovány a jaký je jejich význam.

V teoretické části jsem popsal měřící zařízení, které jsem využíval při stanovení charakteristik. Především pak aerodynamický tunel s žárovým anemometrem MiniCTA a měřidlo Kimo MP120 (kapalinový manometr připojený na Prandtlovu trubici).

Dále jsem uvedl metodiku měření rychlostního profilu v testovací sekci tunelu, profilu potrubí různých světlostí, měření charakteristik regulačních ventilu pro různé světlosti a jejich zapojení do aerodynamického tunelu.

V poslední části práce jsem se věnoval zhodnocením naměřených a porovnáním s literaturou.

1. Armatury

Armatury lze dělit na:

- armatury pro hrazení toku tekutiny: uzavírací ventily, šoupátka, kohouty, klapky,
- armatury pro řízení průtoku tekutiny tj. regulační armatury (**ventily**, šoupátka, klapky),
- armatury pro řízení tlaku tekutiny: pojistné ventily, redukční ventily. [1]

Dále se budu věnovat pouze armaturám (ventilům) k řízení průtoku tekutiny a uzavíracím ventilům, z důvodu zadání mé bakalářské práce, která je zaměřena na charakteristiky regulačních ventilů.

1.1. Armatury uzavírací

Uzavírací armatury mají pouze dvě funkční polohy, tj. zavřeno a otevřeno. Jejich hlavním požadavkem je jejich těsnost v uzavřené poloze. Absolutní těsnost není prakticky dosažitelná, je proto normami dána přípustná netěsnost. Norma ČSN 13 3060 předepisuje požadavky pro zkoušky průmyslových armatur. Podle nejpřísnějších norem je požadována netěsnost (průsak) žádná kapka za minutu pro světlost DN 40, případně 1 kapka za minutu pro světlost DN 1000. Dalším důležitým požadavkem je jistota uzavření, to je nejčastěji zajištěno armaturou s ručním ovládáním a fyzickou aktivitou pověřeného pracovníka, který armaturu uzavírá. Pokud je použito pohonu s dálkovým ovládáním, tak je vyžadována zpětná informace o uzavření, například koncovým spínačem, snímačem polohy, v závažných případech je vyžadována vizuální kontrola prověřeným pracovníkem. [1]

Nezbytným parametrem armatury, zjišťovaným měřením dle příslušných norem, je průtoková charakteristika, tj. závislost tlakové ztráty na průtoku: $\Delta p = f(Q)$, případně ztrátový součinitel ξ definovaný vztahem:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \xi \frac{v^2}{2} \quad (1.1)$$

z této rovnice lze určit ztrátový součinitel:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (1.2)$$

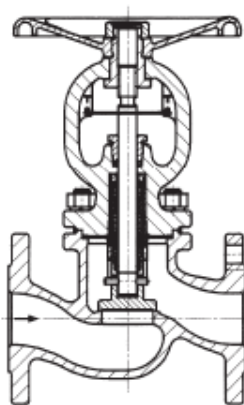
kde Δp je tlaková ztráta na armatuře (Pa), v je rychlost proudění na vstupu do ventilu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$). V případě uzavíracích armatur se tyto parametry měří v plně otevřeném stavu. Z rovnice 1.2 lze odvodit závislost tlakové ztráty na průtoku:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \xi \frac{v^2}{2} = \xi \cdot \frac{Q_v^2}{2 \cdot S^2} \Rightarrow \Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

potom:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{Q_v^2}{2 \cdot S^2} = R \cdot Q_v^2 \quad (1.3)$$

Uzavírací armatury jsou konstruovány pro široký rozsah světlostí a pro nízké a vysoké tlaky. Téměř všechny konstrukce se vyznačují nezanedbatelnou tlakovou ztrátou při proudění tekutiny a to i při plně otevřeném ventilu. Důvodem je členitá konstrukce s řadou místních odporů viz Obr. 1.1. [1]

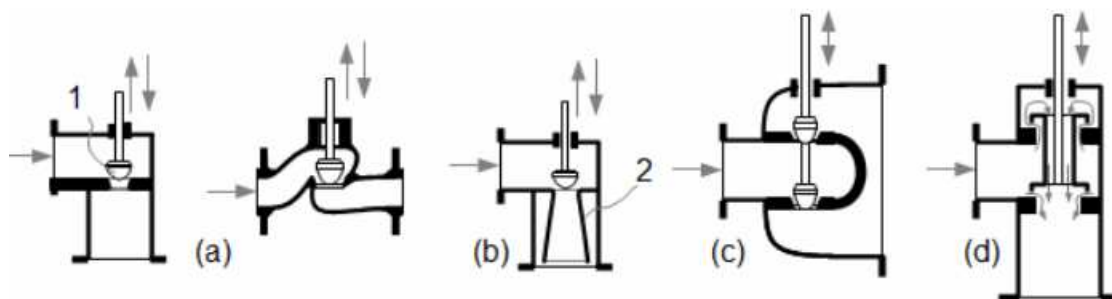


Obr. 1.1. Vysokotlaký uzavírací ventil (výrobce LDM) [2]

Uzavírací ventil na Obr. 1.1. je v případě výrobce LDM konstruovaný do světlosti DN400 (400 mm) a tlaku PN40 (4 MPa), jeho ovládání je prováděno ručním kolem. Ventil je vybavený ucpávkou zajišťující hermetickou těsnost vůči okolnímu prostředí a bezpečnostní ucpávkou z expandovaného grafitu. Tyto ventily jsou určeny k použití v horkovodních a parovodních potrubích v elektrárnách, teplárnách a parovodech. Obecně tedy v energetice. Jsou konstruovány pro teploty od -20°C do 400 °C. Kuželka je talířová, tlakově odlehčena. [1]

1.2. Regulační armatury (regulační ventily)

K regulaci průtoku ke spotřebiči jako např. k turbíně se velmi často využívají právě regulační ventily. Průtok se mění změnou průtočného průřezu, který je měněn zdvihem regulační kuželky. Při regulování průtoku ventilem je měněn jak průtok, tak i tlak a to škrcením. Někdy je změna tlaku pro regulaci žádoucí někdy nikoliv, podle těchto požadavků je voleno provedení ventilu: a)jednosedlové b) ventil s difuzorem c), d) dvousedlové ventily. [4]



Obr. 1.2. Typy regulačních ventilů **(a)** jednosedlové ventily; **(b)** ventil s difuzorem; **(c)**, **(d)** dvousedlové ventily - varianta (c) je vhodnější pro plynulou regulaci, varianta (b) pro systém otevřeno/zavřeno. 1 regulační kuželka; 2 difuzor. [4]

Jednosedlový regulační ventil

Mým úkolem je změřit charakteristiky právě tohoto typu různých světlostí, proto přidávám jejich krátký popis (viz Obr. 1.2. a,b). Pro snížení průtoku je ventil přivřen, tím se zároveň zvýší tlaková ztráta, respektive klesne tlak za ventilem, to je způsobeno nehomogenním prouděním v oblasti nejužšího průřezu a vířením. Tlaková ztráta při částečně otevřeném ventilu je mnohem větší, než pokud je kuželka zcela vysunuta (proto jsou tyto ventily nazývány škrťací regulační ventily). Proto, aby nevznikaly velké tlakové ztráty je nejvyšší rychlost proudění ve ventilu do cca 50 až 70 m.s⁻¹. To vede k velkým průtočným průřezům ve ventilech a poměrně velké plochy kuželky jednosedlového ventilu čímž je zvýšena ovládací síla potřebná ke zdvihu kuželky. Tato síla může být mnohonásobně snížena použitím dvousedlového ventilu. Jednosedlový regulační ventil se používá například k regulacím malých parních turbín. [4]

2. Základní pojmy regulačních ventilů

2.1. Jmenovitá světlost DN

Jmenovitá světlost ventilu je veličinou udávající přibližně vnitřní průměr (světlost) vstupního a výstupního průměru v milimetrech. Většinou se používají regulační ventily s menší nebo stejnou světlostí, než je světlost připojeného potrubí. Přičemž menší světlost je vhodná především u náročných aplikací, kde je pak nutné opatřit potrubí před a za ventilem redukcemi. Místní ztráta redukce by pak měla být zohledněna při výpočtech. [2]

2.2. Jmenovitý tlak PN

Jmenovitý tlak nebo taky tlakový stupeň je veličinou udávající tlakovou třídu ventilu. Vždy je nutné zkontrolovat hodnotu dovoleného pracovního přetlaku, která je udávána výrobcem, protože je závislá na pracovní teplotě tekutiny a materiálu, z kterého jsou vyrobeny hlavní části ventilu. Vlivem vyšších teplot může dojít ke klesnutí této hodnoty až na zlomek jmenovitého tlaku. Dovolené hodnoty udávají příslušné normy, například v případě materiálů dle ČSN jsou tyto hodnoty stanoveny normou ČSN 13 0010 - Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky, pro konstrukce vyrobené z materiálů ČSN - EN je to například norma ČSN - EN 1092-1. Ve většině případů jsou výrobcem armatur pro jeho výrobky garantované tlakové parametry v závislosti na teplotě. [2]

2.3. Průtočná charakteristika

Tato charakteristika udává funkční závislost okamžitého průtokového součinitele na poloze kuželky regulačního ventilu, tj. např. při lineární průtočné charakteristice lze při jinak neměnných podmínkách (tlakové poměry, vlastnosti tekutiny) mezi průtokem tekutiny a zdvihem regulačního ventilu očekávat lineární závislost. Nejčastěji jsou vyráběny ventily mající průtočnou charakteristikou lineární či rovnoprocentní. [2]

Rovnoprocentní průtočná charakteristika

Rovnoprocentní poměrná průtočná charakteristika regulační armatury je charakteristika, kde stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné procentní přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ . [2]

$$\phi = \phi_0 \cdot e^{n \cdot h} \quad (2.1)$$

,kde Φ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0 \text{ mm}$ a n je sklon rovnoprocentní charakteristiky vynesené v souřadnicích h - $\ln \Phi$ (popsané rovnicí 2.1). Tvar charakteristiky dle Obr.2.1. je to křivka R . Rovnoprocentní charakteristika se používá v případech, kdy je nutná regulace ve velmi rozdílných průtokových stavech, a kde je navíc regulovaná veličina zprostředkována dalším technickým zařízením, deformujícím závislost regulované veličiny v procesu na průtoku tekutiny ventilem. [2]

Lineární průtočná charakteristika

Lineární poměrná průtočná charakteristika regulační armatury tj. charakteristika, ve které stejné přírůstky poměrného zdvihu h vyvolají stejné přírůstky poměrného průtokového součinitele ϕ .

$$\phi = \phi_0 + m \cdot h \quad (2.2)$$

kde ϕ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0\text{mm}$ a m je sklon charakteristiky.

Běžně je vyráběna lineární průtočná charakteristika, která je vyhovující při teoretickém regulačním poměru do 50:1. [2], [8]

$$\phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h, \quad (2.3)$$

Tato charakteristika je ideální při regulaci technologických procesů, kdy se pracovní bod pohybuje v poměrně úzké oblasti zdvihu a pokud je přímá závislost mezi procesem řízenou veličinou a průtokem média. Tato charakteristika je v Obr. 2.1. je to křivka L .

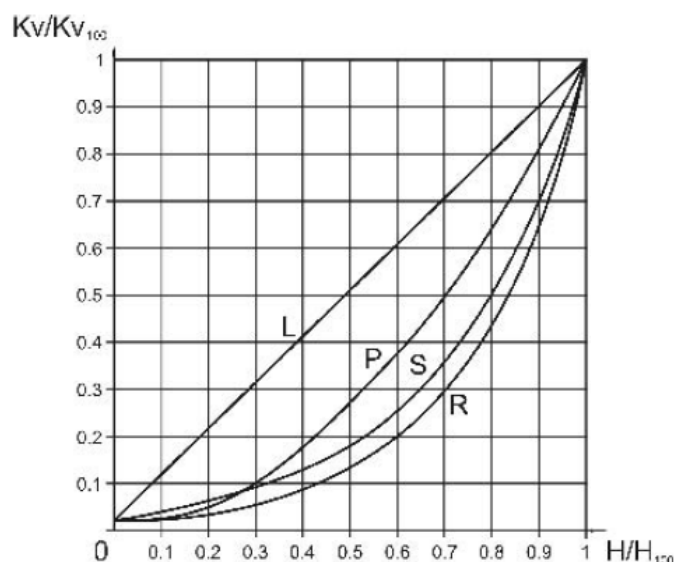
Další typy průtočných charakteristik jsou:

Parabolická průtočná charakteristika

Tato charakteristika není nepříliš často používána, průběh této charakteristiky je možno pokládat jako kompromis mezi lineární a rovnoprocentní charakteristikou. V Obr. 2.1. je to křivka P . [2]

Průtočná charakteristika *LDMspline*

Jedná se o modifikovanou charakteristiku vycházející z rovnoprocentní charakteristiky, lépe vyhovující použitému regulačnímu zařízení. Jedná se o speciálně vyvinutý a optimalizovaný tvar charakteristiky pro aplikace například v oblasti vytápění. Viz Obr. 2.1. je to křivka S . [2]



Obr. 2.1. Průtočné charakteristiky L - lineární; P - parabolická; S - LDMspline; R - rovnoprocentní [2]

, kde K_v je průtokový součinitel při daném průtoku, K_{v100} je průtokový součinitel při jmenovitém zdvihu a H/H_{100} (h/h_{100}) je poměrné otevření.

2.4. Regulační poměr

To jest poměr největšího průtokového součinitele ku nejmenšímu průtokovému součiniteli. Prakticky se pak jedná o poměr (za jinak stejně definovaných podmínek) největšího ku nejmenšímu regulovatelnému průtoku. Nejmenší (minimální) regulovatelný průtok musí být větší než nula. [2]

2.5. Netěsnost

Charakteristickým parametrem je hodnota maximální netěsnosti v uzavřeném stavu. U regulačních ventilů je tato hodnota většinou udávána v procentech maximálního průtoku a zároveň normou IEC 534-4-1982 jsou přesně dány zkušební podmínky. Pokud je hodnota netěsnosti hodnota udána např. jako 0,01% K_{vs} , pak tímto ventilem proteče v zavřeném stavu maximálně jedna setina procenta K_{vs} tj. 0,0001 K_{vs} zkušební tekutiny za zkušebních podmínek. Hodnota netěsnosti je tedy dána v procentech z hodnoty K_{vs} , vyjadřuje množství tekutiny, jenž proteče ventilem za hodinu při zkušebních podmínkách. Jmenovitý průtokový součinitel K_{vs} je určen výrobcem a lze jej dohledat v katalogovém listě ventilu. V případě, že je tato hodnota pro provoz zařízení důležitá, je nutné se informovat u výrobce na podmínky zkoušení. [2], [8]

2.6. Průtokové součinitele

Průtokový součinitel

Charakteristický součinitel potrubního prvku, jednoznačně určující jeho průtokové vlastnosti v daném stavu. Velikost tohoto součinitele udává charakteristický průtok daným ventilem za přesně stanovených podmínek při 100% zdvihu. Čím je tento součinitel vyšší, tím vyšší množství může protéct prvkem nebo soustavou. [2]

Průtokový součinitel A_v

Jedná se o součinitel přímé závislosti objemového nebo hmotnostního průtoku na odmocnině tlakové ztráty. Lze jej odvodit z rovnice (2.4): [2], [8]

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot \xi}{2 \cdot S^2} \cdot Q^2 \quad (2.4)$$

Pak:

$$Q = S \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (2.5)$$

Tato rovnice také udává základní převodní vztah mezi ztrátovým a průtokovým součinitelem (2.6). [2]

$$A_v = S \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi}} \quad (2.6)$$

Z rovnice (2.5) a (2.6) lze pak odvodit průtokový součinitel A_v používaný pro technickou praxi:

$$A_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (2.7)$$

Průtokový součinitel A_v určuje průtočné parametry podobně jako níže popsany a v současné době téměř výhradně používaný součinitel K_v . [2]

Průtokový součinitel K_v

Tento součinitel je používán hlavně v evropských zemích. Vyjadřuje objemový průtok tekutiny v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, který proteče regulačním ventilem za referenčních podmínek průtoku při daném zdvihu nebo otevření (tlakový rozdíl mezi definovanými tlakovými odběry před a za armaturou 100kPa, teplota tekutiny 15 °C, rozvinuté turbulentní proudění). [2]

Je definován vztahem:

$$K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (2.8)$$

Objemový průtok se dosazuje v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, objemová hmotnost v $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a tlaková ztráta v MPa. V tabulce 2.1. jsou uvedeny zjednodušené vzorce pro průtok stlačitelných tekutin.

	Podkritický tlakový spád	Nadkritický tlakový spád
	$\Delta p < \frac{p_1}{2}$	$\Delta p \geq \frac{p_1}{2}$
Plyn	$K_v = \frac{Q_a}{5141} \cdot \sqrt{\frac{\rho_a \cdot T_1}{\Delta p \cdot p_2}}$	$K_v = \frac{2 \cdot Q_a}{5141 \cdot p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T}$
Přehřátá pára	$K_v = \frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{V_2}{\Delta p}}$	$K_v = \frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V}{p_1}}$
Sytá a mokrá pára	$K_v = \frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{V_2 \cdot x}{\Delta p}}$	$K_v = \frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V \cdot x}{p_1}}$

Tab. 2.1. Zjednodušené vztahy pro průtok stlačitelných tekutin ventilem [2]

Kde p_1 je absolutní tlak před regulačním ventilem [MPa], p_2 absolutní tlak za regulačním ventilem [MPa], Δp tlakový spád na ventilu [MPa], Q objemový průtok za provozního stavu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$], Q_n Objemový průtok za normálního stavu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$], Q_m hmotnostní průtok za provozního stavu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$], T_1 absolutní teplota na vstupu do ventilu [K], V měrný objem páry při teplotě T_1 a tlaku $p_{1/2}$ [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$], V_2 měrný objem páry při teplotě T_1 a tlaku p_2 [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$], x poměrný hmotnostní obsah syté páry v mokré páře [1], ρ_n hustota plynu za normálního stavu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]. [2]

Průtokový součinitel C_v

Jedná se o součinitel používaný celosvětově, především v zemích, kde není zavedena soustava jednotek *SI*. Je to rovnocenný ekvivalent hodnoty K_v nebo A_v a vyjadřuje množství US galonů vody o teplotě 40 - 100 °F, které proteče armaturou za 1 minutu při tlakovém spádu 1 psi. (1 US galon=3,7854 litru, 1 psi = 6894,8 Pa). [2]

Vzájemné převody pro průtokové součinitele

$K_v = 8,65 \cdot 10^{-4} \cdot C_v$	$C_v = 1,16 \cdot K_v$
$A_v = 2,78 \cdot 10^{-5} \cdot K_v$	$K_v = 3,6 \cdot 10^4 \cdot A_v$
$C_v = 4,17 \cdot 10^4 \cdot A_v$	$A_v = 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot C_v$

Tabulka 2.2. Vzájemné převody průtokových součinitelů [2]

2.7. Autorita ventilu

Autoritou ventilu lze označit poměrnou tlakovou ztrátu ventilu či vlivnost ventilu. V potrubní soustavě je zaváděna jako poměr dispozičního tlaku (maximální tlak, který je k dispozici od čerpadla) na ventilu při jeho plném průtoku media (při zcela otevřeném ventilu) ku dispozičnímu tlaku při nulovém průtoku (zcela uzavřeném ventilu) je značena písmenem a .

$$a = \frac{\Delta p_{Q_{\max}}}{\Delta p_{Q=0}} \quad (2.9)$$

Kde $\Delta p_{Q_{\max}}$ je tlaková ztráta na zcela otevřeném ventilu a $\Delta p_{Q=0}$ je tlaková ztráta na zcela uzavřeném ventilu.

Vlivem změny dispozičního tlaku na ventilu dochází k deformování průtočné charakteristiky ventilu (průtočné charakteristiky soustavy - závislost průtoku reálnou potrubní soustavou na poloze uzávěru regulační armatury, zahrnuje v sobě průtočnou charakteristiku regulačního ventilu, tak i vliv tlakových ztrát potrubní sítě i poklesu tlaku zdroje). K dobré regulaci průtočného množství je doporučena hodnota autorita ventilu vyšší než 0,5, v praxi však je dostačující jeho hodnota mezi 0,3 a 0,5. Přičemž čím více se hodnota autority blíží k jedné, tím více se průtočná charakteristika soustavy přibližuje ideální charakteristice ventilu. U málo náročných aplikací je možno regulovat i při autoritě okolo 0,1, nelze to však jednoznačně doporučit. Pokud se jedná o síť s tvrdým zdrojem tlaku, tj. kdy je celkový tlakový spád na soustavě konstantní od nulové až po maximální hodnotu průtoku, pak dochází k poklesu tlaku na ventilu při rostoucím průtoku způsobeném pouze rychlostní ztrátou tlaku v potrubí, tj. tlakovou ztrátou potrubí, ze které vyplývá dispoziční tlak pro každou armaturu. Tlaková ztráta je při neproměnných průtočných průřezích soustavy a při dobrém návrhu závislá na druhé mocnině rychlosti proudění (v případě rozvinutého turbulentního proudění). [2]

Pro výše popsáný případ lze jednoduše matematicky určit závislost dispozičního tlaku na ventilu na průtoku a potom určit potřebný průtokový součinitel pro ustálení

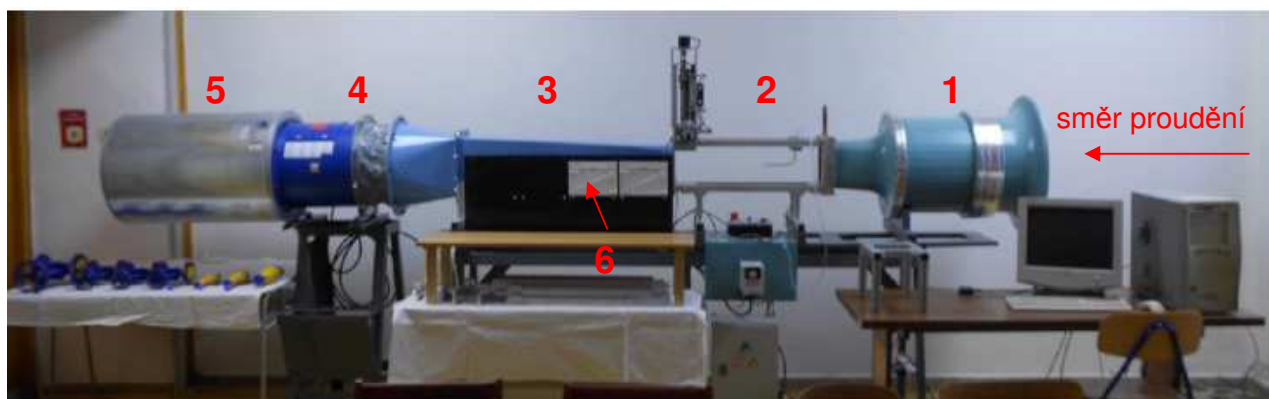
požadovaného průtoku. Ze známe průtokové charakteristiky je dále možno zjistit potřebné otevření ventilu odpovídající požadovanému průtoku. [2]

Autorita se tedy stručně označit jako parametr popisující z hydraulického hlediska celý regulační okruh. Pokud je známá autorita ventilu při daném průtoku je možno dopočítat tlakové ztráty zbytku celého okruhu i při různých provozních stavech, tato metoda je rovněž užita pro počítačové vyvažování potrubních sítí. [2]

3. Popis měřících zařízení

3.1. Aerodynamický tunel

Obecně se jedná o zařízení, ve kterém za pomoci ventilátoru (případ mnou použitého tunelu) nebo kompresoru proudí vzduch zvolenou rychlostí, přitom vektory rychlosti jsou rovnoběžné a velikost turbulence je nízká, nebo přesně definovaná. Podle rychlosti proudění se dají aerodynamické tunely rozdělit na subsonické (rychlost proudění v tunelu menší než rychlost zvuku) a tunely nadzvukové. Aerodynamické tunely jsou zařízení umožňující měřením stanovit síly a momenty, které působí na obtékající tělesa. Dále pomocí vhodné měřicí techniky, jako žárový anemometr, umožňují stanovit rychlostní pole v mezní vrstvě i vně obtékaného tělesa. Je možno také měření tlakového pole na povrchu obtékaného tělesa. Aerodynamický tunel je charakterizován velikostí rychlosti, parametry turbulence a rozměrem měřicího prostoru, jemuž potom odpovídá velikost celého tunelu. [5]



Obr. 3.1. Aerodynamický tunel laboratoř Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení [5]

Pro moje měření byl použit tunel s otevřeným okruhem, kde proud vzduchu po tom co projde tunelem, není veden zpět do jeho okruhu. Jedná se tedy o tunel s vyšší energetickou náročností, má však menší ekonomickou nákladnost. U tohoto tunelu je nutno zajistit těsnost měřicího prostoru. Dalším typem tunelu je takzvaný cirkulační, nebo také Prandtlův tunel, v tomto druhu tunelu vzduch proudí v uzavřeném okruhu bez velkých ztrát tlaku a kinetické energie. Měřicí prostor těchto tunelů je uzavřený nebo otevřený. [5]

Hlavními částmi aerodynamického tunelu jsou:

Dýza, (Obr. 3.1, pozice 1) část tunelu umístěná před měřicím prostorem. Je konstruována jako pevná nebo stavitelná, za její pomoci se výrazně snižuje turbulenci vzduchu, který přes ni protéká.

Měřicí prostor, (Obr. 3.1, pozice 2) do této části se umísťují měřená tělesa, proud vzduchu obvykle dosahuje v této části maximální rychlosti a je homogenní. Rychlostní profil se v této části velmi blíží obdélníku. Měřicí prostor požitého tunelu má rozměry: délka 680 mm, výška 180 mm a šířka 100 mm.

Difuzor, (Obr. 3.1, pozice 3) slouží k usměrnění proudu vzduchu.

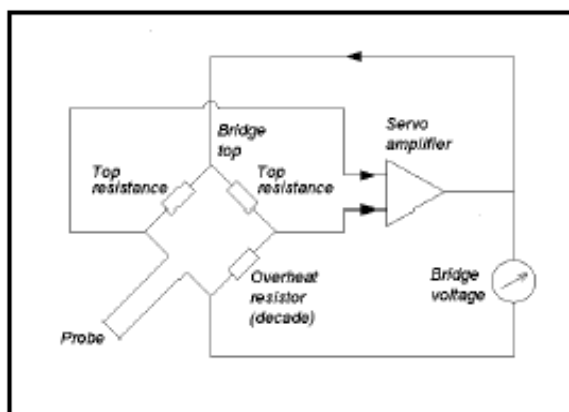
Ventilátor, (Obr. 3.1, pozice 4) slouží k vytvoření proudu vzduchu, umožňuje nastavení otáček v rozmezí 0 až 60Hz, nastavení otáček probíhá pomocí napěťového měniče.

Tlumič, (Obr. 3.1, pozice 5) slouží k utlumení hluku vytvořeného proudícím vzduchem. [5]

Manometr Kimo, (Obr. 3.1, pozice 6) slouží k odečtení tlakové ztráty, jedná se o kapalinový manometr s dvěma přípojkami na odběry tlaku, připojené na potrubí (před a za ventil).

3.2. Žárový anemometr MiniCTA

Anemometr MiniCTA je přístroj pro měření rychlosti vzduchu, a také pro měření turbulentních fluktuací rychlosti proudění. Pracuje na základě konvekčního přenosu tepla z vyhřívané sondy do okolního vzduchu. Přenos tepla je primárně závislý na rychlosti proudícího vzduchu. Za použití velmi tenkých drátkových čidel umístěných v proudu vzduchu a elektroniky se zpětnovazební smyčkou je umožněno měření fluktuací rychlosti malého měřítka turbulence a vysokých frekvencí. Schéma zapojení sondy viz Obr. 3.2. V příloze bakalářské (příloha C) je uveden postup kalibrace sondy spolu s tím, jak má vypadat kalibrační křivka. [6]



Obr.3.2. Schéma zapojení sondy [6]

3.3. Prandtlůva trubice

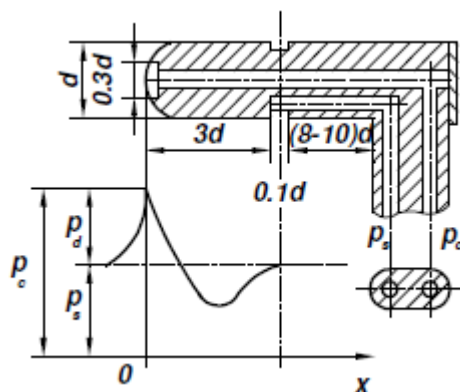
Tato trubice je tvořena válcovým tělesem s parabolickým (nebo půlkulovým) ukončením. Otvor pro odběr celkového tlaku p_c je v ose trubice a je vyveden vnitřní trubicí. V drážce nebo otvoru na plášti vnější trubice se snímá statický tlak p_s , který je vyveden druhou trubicí. Proto, aby byl tlak p_s roven tlaku nerozrušeného proudu, je

statický tlak odebírán ve vzdálenosti rovnající se minimálně třem průměrům trubice od jejího ústí. Prandtlůva trubice umožňuje odklon $\pm 15^\circ$ od směru proudění. Dynamický tlak p_d je vypočten dle vztahu: [3]

$$p_d = p_c - p_s = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (3.1)$$

Z rozdílů tlaků lze pro rychlost tekutiny v potrubí odvodit rovnici:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{(p_c - p_s)}{\rho}} = \sqrt{2 \cdot \frac{p_d}{\rho}} \quad (3.2)$$



Obr. 3.3. Prandtlůva trubice [3]

Pro moje měření jsem použil přístroj KIMO MP 120 s Prandtlovou (Pitot-Prandtlovou) trubicí s tlakovým senzorem umístěným v trubici viz Obr. 3.3. Přístroj umožňuje měřit rychlost v s rozsahem 0 až 40 m/s, s přesností $\pm 0,1 \text{ m.s}^{-1}$. Pro výpočet dynamického tlaku p_d přístroj pouze odečítá celkový od statického tlaku, tedy:

$$p_d = p_c - p_s,$$

pro výpočet rychlosti uvádí výrobce vzorec:

$$v = K \cdot \sqrt{\frac{574,2 \cdot t + 156842,77}{p_0}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.3)$$

Kde p_0 je barometrický tlak [Pa], t je teplota $^\circ\text{C}$ a K je koeficient Pitot-Prandtlůvy trubice.

4. Použité fyzikální vlastnosti vzduchu při tlaku 100 kPa

Pro výpočty, kde bylo nutné použít hustotu, kinematickou nebo dynamickou viskozitu jsem používal hodnoty uvedené v tabulce 4.1.

t	ρ	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$
[°C]	[kg.m ⁻³]	[Pa.s]	[m ² .s ⁻¹]
-100	2,012	11,8	5,86
-50	1,561	14,6	9,35
-20	1,376	16,3	11,85
0	1,275	17,2	13,49
10	1,23	17,8	14,47
20	1,188	18,2	15,32
40	1,112	19,2	17,27

Tabulka 4.1. Fyzikálních vlastností vzduchu při tlaku 100 kPa [7]

5. Popis měřících tratí a vyhodnocení měření

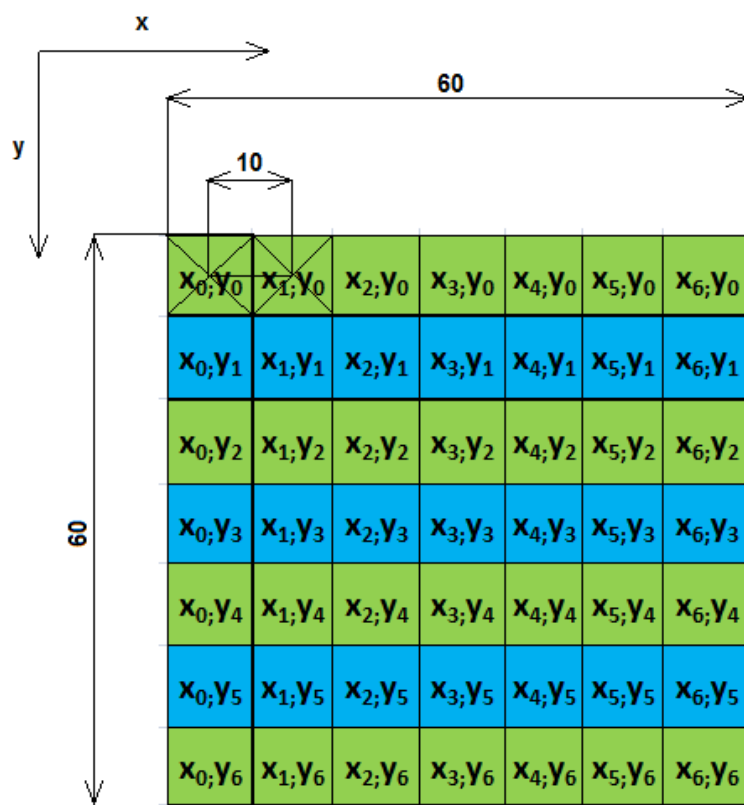
Provedl jsem měření:

- Proměření prostorového rychlostního profilu v testovací sekci aerodynamickém tunelu, při různých frekvencích ventilátoru.
- Rychlostní prostorový profil potrubí světlosti DN50, při různých frekvencích ventilátoru.
- Měření potrubí světlostí DN20, DN24 a DN40.
- Měření regulačních ventilů světlostí DN20 (i DN20 uzavírací) DN25 a DN40.

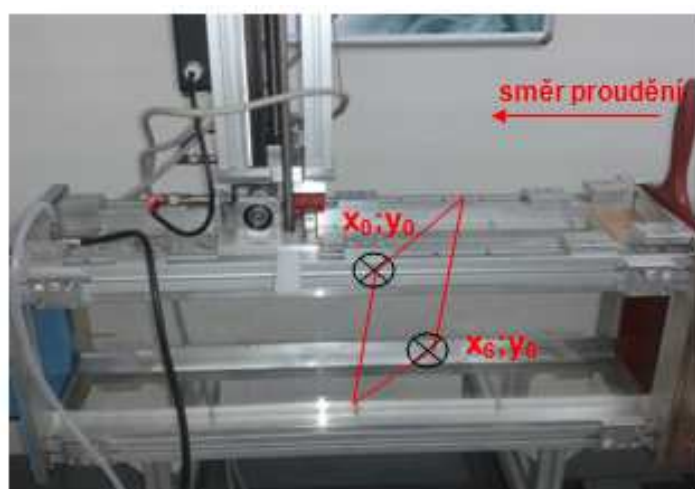
Pozn.: Při vyhodnocování naměřených hodnot jsem uvažoval barometrický tlak 100 kPa a teplotu ovzduší 20°C.

5.1. Měření prázdného tunelu

První měření jsem provedl pro prázdný tunel, vyšetřil jsem tedy jeho rychlostní profil a turbulence pro různé frekvence v uvedených souřadnicích (viz Obr. 5.1). Pro toto měření jsem užíval výhradně software MiniCTA a MiniCTA (jednodrátkovou) sondu, přičemž byla do středu tunelu umístěna i Prandtlova trubice pro kontrolu správnosti dat naměřených sondou, hodnoty z Prandtlovy trubice jsem nezaznamenával. Proměřovaný profil byl čtvercový, rozměrů 60x60 mm. V souřadnicích jsem se pomocí traverzovače, ovládaného softwarem enika_2osy, posouval po 10 mm. Pro přehlednost jsem si vytvořil souřadnicový systém, tvořený osou x a y (viz Obr. 5.1). Počátek byl v souřadnicích x_0 ; y_0 (viz Obr 5.2). Měření jsem prováděl v rozmezí frekvencí 20, 30 a 40 Hz. Pro měření jsem použil program MiniCTA, kde po konfiguraci systému a jeho kalibraci (viz příloha C), provedl nastavení vzorkovací frekvence (ikona setup, default setup, analog device setup, sampling frequency) na 1000Hz (1kHz). Pro sběr dat ikona Run, default setup kde jsem napsal název změřeného souboru (např. $x0_y0_20Hz$), pak jsem uložil soubor (save measurment). Tento postup jsem aplikoval pro všechny souřadnice. Následně jsem provedl redukci naměřených dat (umožněnou programem MiniCTA, zredukovat počet naměřených dat) pro jednotlivé souřadnice při různých frekvencích.



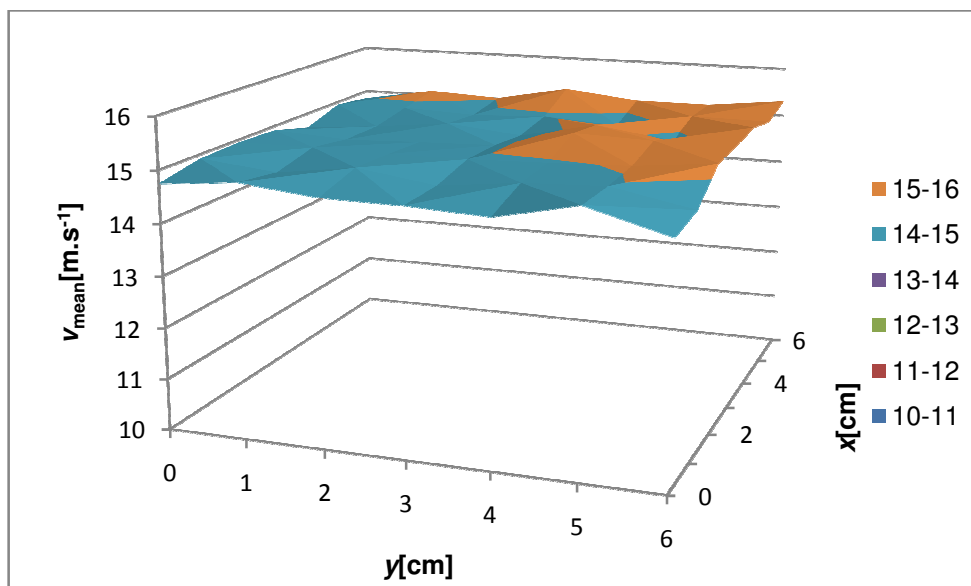
Obr. 5.1. Souřadnice proměřování prázdného tunelu



Obr. 5.2. Měření prázdného tunelu

Vyhodnocení dat pro prázdný tunel

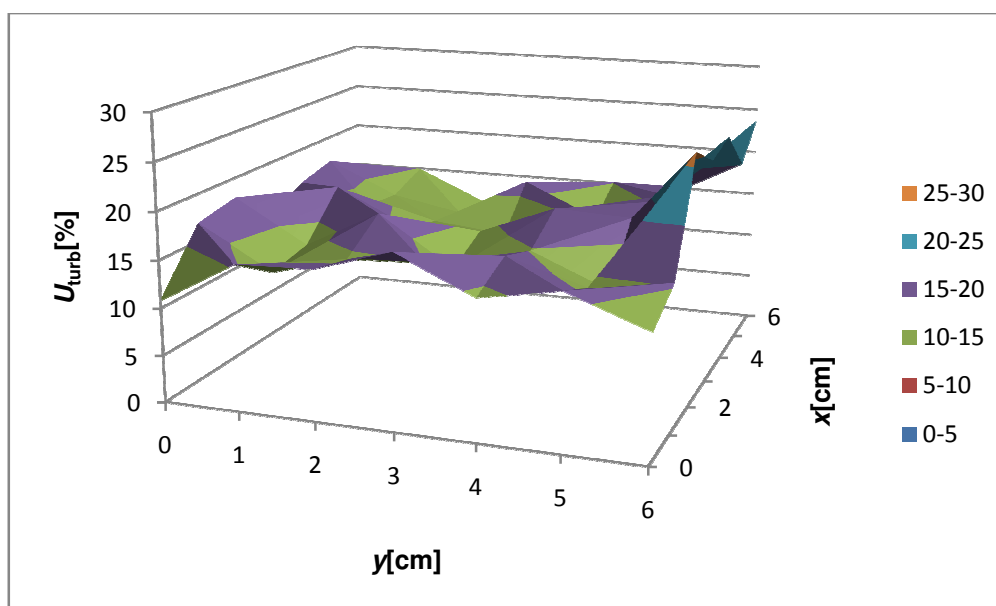
Pro grafické vyhodnocení naměřených středních, pro frekvence 20, 30 a 40 Hz a souřadnice x a y , jsem využil možnost programu *Microsoft Excel*, vytvářet 3D grafy (viz Obr. 5.3. a Obr. 5.4).



Obr. 5.3. Dosažené střední rychlosti pro frekvenci 20 Hz

y[cm]								
x[cm]	0	1	2	3	4	5	6	
0	14,747	14,89	14,729	14,713	14,638	14,97	14,547	
1	14,911	14,758	14,961	14,74	14,91	14,968	14,664	
2	14,939	14,943	14,921	14,928	14,97	15,021	15,183	
3	14,905	14,817	14,862	14,909	15,252	15,206	15,223	
4	14,688	14,812	14,972	14,824	15,136	14,921	15,285	
5	14,934	14,952	14,892	14,951	14,86	15,148	15,133	
6	14,83	15,086	15,012	15,307	15,137	15,137	15,305	

Tabulka 5.1. Naměřených hodnot střední rychlosti [m.s^{-1}] pro 20 Hz a souřadnice x; y [cm]

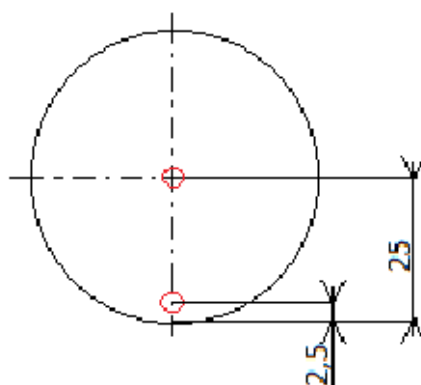


Obr. 5.4. Intenzita turbulence pro frekvenci 20 Hz

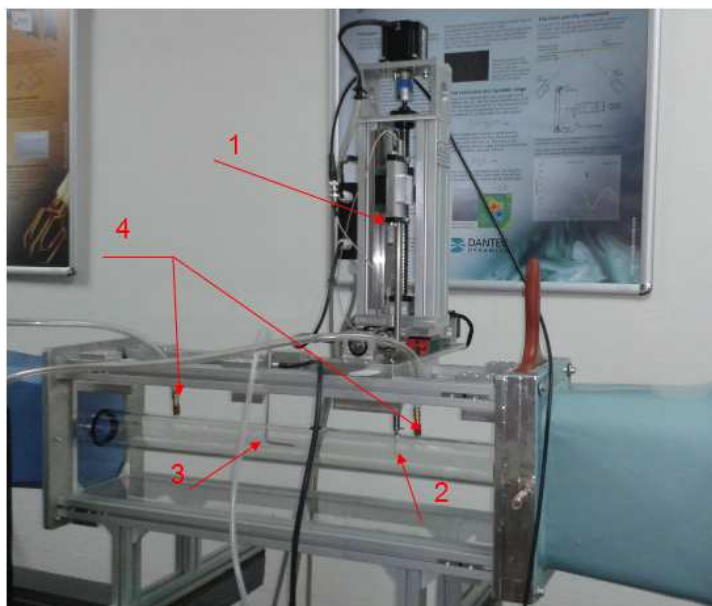
Výstupem tohoto měření byla dosažitelná rychlost v_{mean} [m.s^{-1}] a intenzita turbulence U_{turb} [%] pro výše uvedené frekvence a jednotlivé souřadnice (Obr. 5.1). Při frekvenci ventilátoru 20 Hz se rychlost proudění vzduchu pohybovala v rozmezí cca 14,5 až 15,3 m.s^{-1} (viz Obr. 5.3). Nejvyšší naměřená rychlost (15,307 m.s^{-1}) byla dosažena v souřadnicích x_3 ; y_6 . Maximální dosažené rychlosti při jednotlivých frekvencích viz Obr. 5.9. Naměřené hodnoty a grafy pro frekvence 30 a 40 Hz viz příloha A. Intenzita turbulence při frekvenci 20 Hz dosahovala hodnot cca 10,8 až 26,25 % (viz Obr. 5.4). V příloze jsou také grafy turbulencí pro jednotlivé souřadnice a frekvence ventilátoru.

5.2. Měřicí trať pro prázdné potrubí DN50, DN20, DN24 a DN40

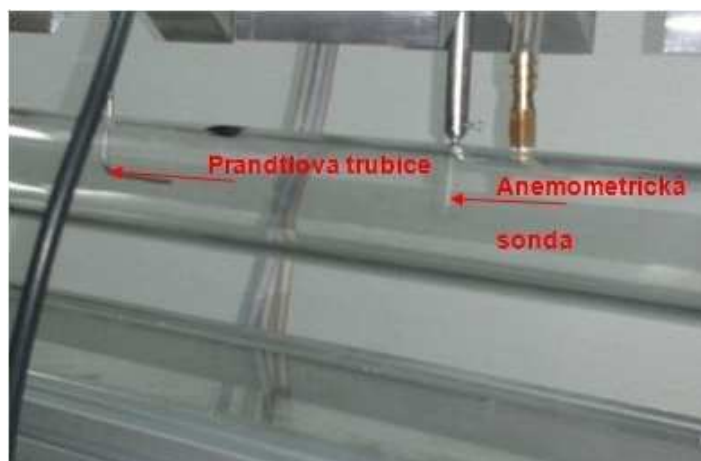
Jako druhé měření jsem provedl vyšetření rychlostního profilu prázdného potrubí (viz Obr 5.6.). Stejně jako u předchozího měření, pouze pomocí MiniCTA sondy (2), kterou jsem pohyboval v ose y , pomocí traverzovače (1), od jejího středu po kroku 2,5 mm, přičemž poslední měřený bod byl 2,5 mm (viz Obr. 5.5) od stěny trubice, z důvodu rizika poškození sondy. Pro kontrolu naměřených dat z MiniCTA sondy, za ni byla umístěna v ose potrubí Prandtlůva trubice (3). Odchyłka rychlosti měřených MiniCTA sondou a Prandtlůvou trubicí byla pouze minimální, hodnoty naměřené Prandtlůvou trubicí jsem nezaznamenával. Potrubí bylo nasunuto v deskách s vyvrtanými otvory s lehkým přesahem oproti vnějšímu průměru trubky. Do potrubí byly rovněž zavedeny odběry tlaku (4), umístěné před a za sondu (a Prandtlůvu trubicí), tyto odběry byly napojeny na kapalinový manometr Kimo, ze kterého je možnost odečítat tlakovou diferenci. Potrubí DN50 bylo měřeno při frekvencích ventilátoru 20, 30 a 40 Hz. Montážně shodný postup jsem aplikoval i u ostatních potrubí s rozdílem toho, že byla použita pouze Prandtlůva trubice (umístěná v ose potrubí) a tlakové odběry. Byla tedy měřena tlaková diference a rychlost proudění. Měření těchto potrubí (světlostí DN20, DN24 a DN40) jsem prováděl ve frekvencích 10 až 50 Hz s krokem 5 Hz.



Obr. 5.5. Rychlostní profil potrubí DN50



Obr. 5.6. Měření potrubí DN50 s popisem částí



Obr. 5.7. Umístění sondy a Prandtlovy trubice

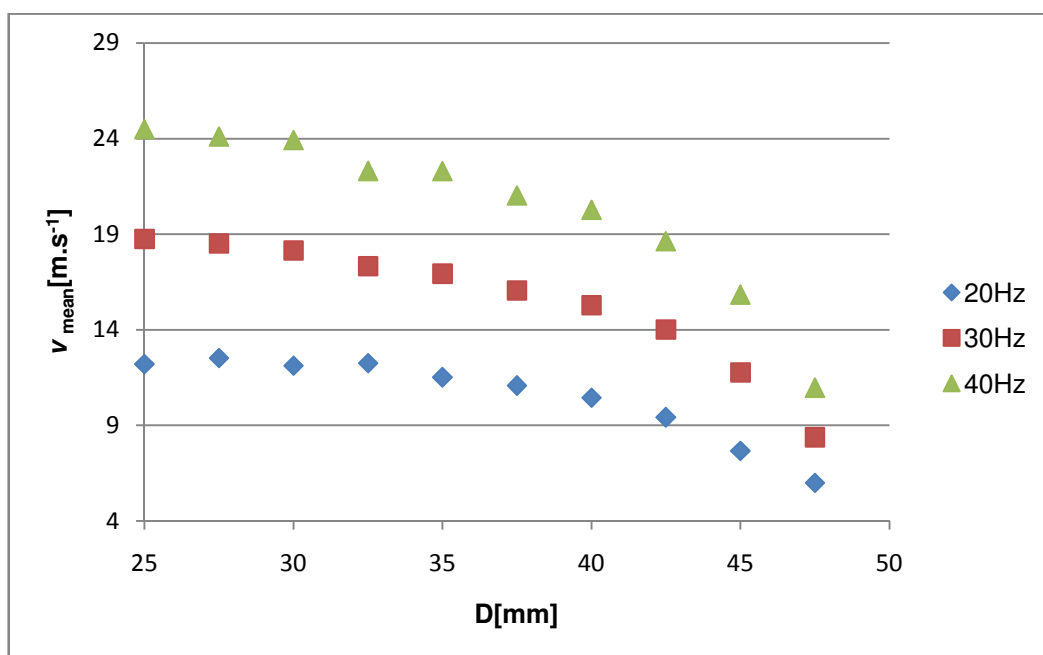
Vyhodnocení prázdného potrubí DN50

V příložené tabulce (Tab. 5.2) je uveden výstup měření z programu MiniCTA, jedná se o měření pro 20Hz, ostatní frekvence viz příloha A.

Naměřené hodnoty				Vypočtené hodnoty			
y	f	v_{mean}	$U_{turb.}$	Re	λ_B	λ_N	λ_L
[mm]	[Hz]	[m.s ⁻¹]	[%]	[1]	[1]	[1]	[1]
25	20	12,204	22,713	39830	0,0224	0,0212	0,0221
27,5	20	12,527	27,75	40884	0,0223	0,0211	0,0220
30	20	12,126	23,308	39576	0,0224	0,0212	0,0221
32,5	20	12,258	32,35	40007	0,0224	0,0212	0,0221
35	20	11,515	29,713	37582	0,0227	0,0214	0,0224
37,5	20	11,076	27,959	36149	0,0229	0,0216	0,0226
40	20	10,448	32,86	34099	0,0233	0,0218	0,0229
42,5	20	9,422	36,06	30751	0,0239	0,0223	0,0235
45	20	7,672	36,75	25039	0,0252	0,0233	0,0248
47,5	20	6	58,615	19582	0,0267	0,0245	0,0263

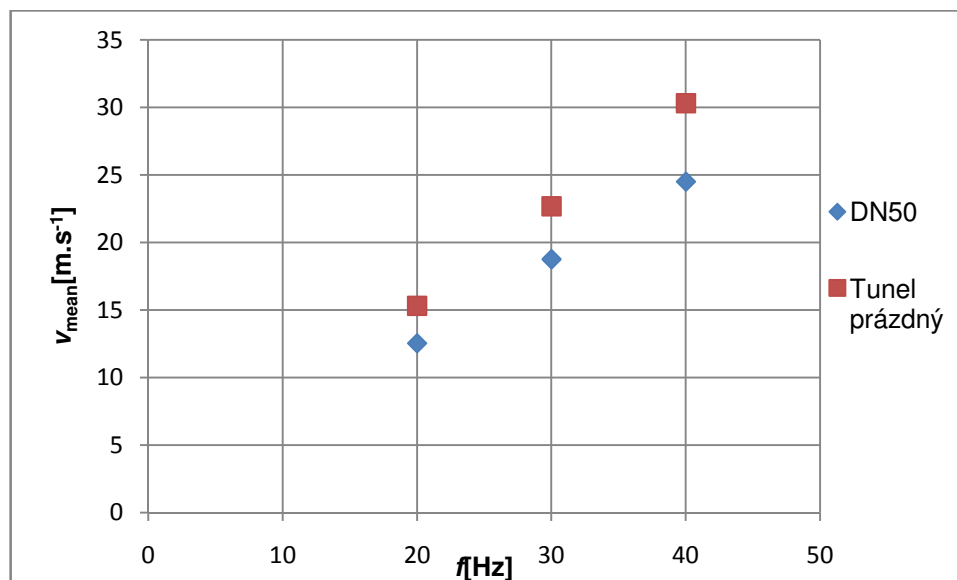
Tabulka 5.2. Příklad naměřených a vypočtených hodnot, frekvence 20 Hz

Pro prázdné potrubí jsem vyhodnotil závislost střední rychlosti změřené sondou na její poloze v potrubí. V grafu je popsána poloha sondy pomocí průměru, na kterém se nacházela.



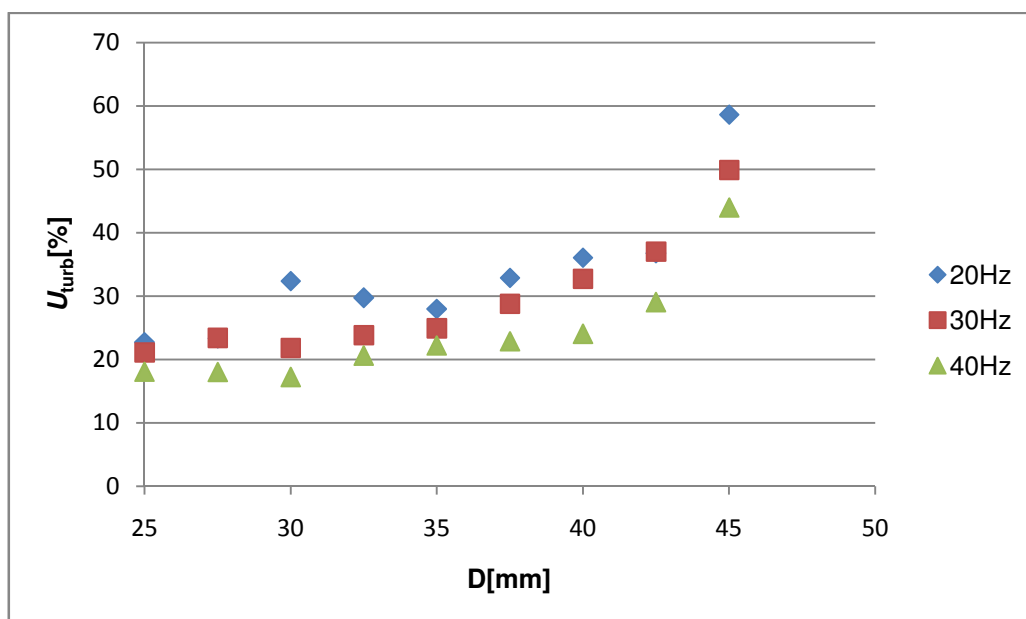
Obr. 5.8. Závislosti střední rychlosti na poloze sondy

V grafu lze vidět, že rychlost proudění klesala, čím blíže byla sonda ke stěně trubice. Pokud bych měření prováděl až bezprostředně ke stěně, rychlost proudění by nakonec byla nulová, tak jak je to popsáno v literatuře, například: Drábková, S. *Mechanika tekutin*. Pro porovnání dosažených maximálních rychlostí v tunelu a v prázdném potrubí, při jednotlivých frekvencích vkládám graf, viz Obr. 5.9.



Obr. 5.9 Srovnání tunelu a prázdného potrubí.

V prázdném potrubí byla při stejné frekvenci dosažena vždy menší rychlost než v prázdném tunelu, důvodem mohla být vyšší intenzita turbulence v prázdném potrubí (viz Obr. 5.4. a 5.10).



Obr. 5.10. Turbulence pro různé frekvence a polohu sondy

Z grafu závislosti turbulence na poloze sondy a frekvenci ventilátoru lze říci, že čím nižší byla frekvence ventilátoru, tím vyšší byla turbulence. V závislosti na poloze sondy byla turbulence vyšší u stěny potrubí.

Příklad výpočtu:

Reynoldsovo číslo: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{12,204 \cdot 0,05}{15,32 \cdot 10^{-6}} = 39830,3$ **jedná se o turbulentní proudění**

$$\text{Ztrátový součinitel dle Blasia: } \lambda_B = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{39830,3^{0,25}} = 0,0224$$

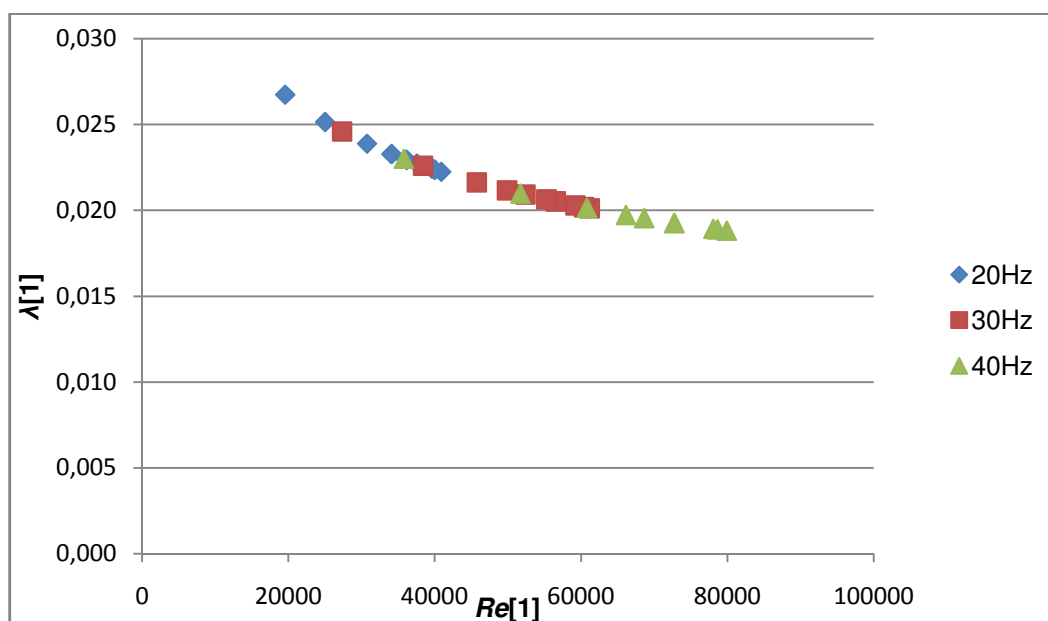
Ztrátový součinitel dle Nikuradse:

$$\lambda_N = 0,0032 + 0,2212 \cdot Re^{-0,237} = 0,0032 + 0,2212 \cdot 39830,3^{-0,237} = 0,0212$$

Ztrátový součinitel dle Leese:

$$\lambda_L = 0,0056 + 0,5 \cdot Re^{-0,32} = 0,0056 + 0,5 \cdot 39830,3^{-0,32} = 0,0221$$

V dalším grafu je závislost ztrátového součinitele λ na Reynoldsově čísle, uvažoval jsem hladké potrubí, pro kontrolu správnosti jsem využil tří metod, viz příklady výpočtu.



Obr. 5.11. Ztrátového součinitele λ_B v závislosti na Reynoldsově čísle

Z grafu vyplývá, že čím vyšší byla frekvence ventilátoru, tím nižší byl ztrátový součinitel λ . Změna však není významná. S frekvencí se zvyšoval také průtok.

Vyhodnocení potrubí DN 20, 24, 40

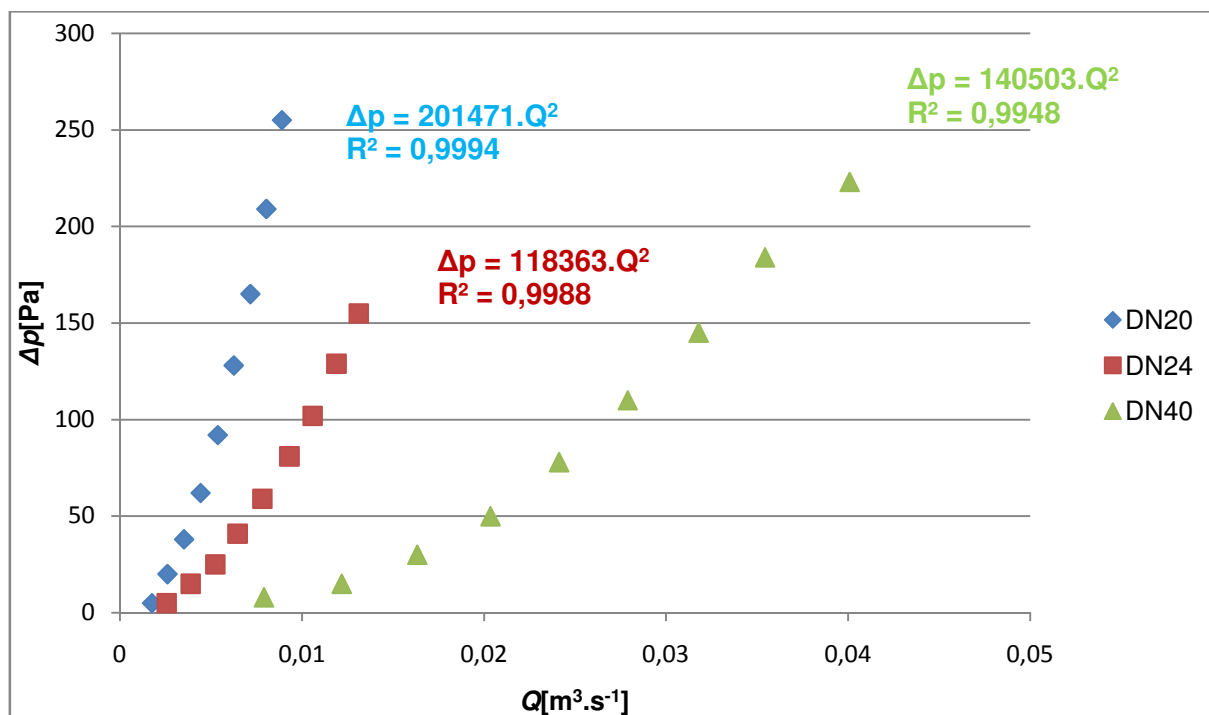
Pro potrubí světlosti DN40, DN24 a DN20 je výstup měření jiný než pro potrubí DN50 z důvodu použití měřidel Prandtlovy trubice a odběrů tlaku namísto MiniCTA sondy.

Naměřené hodnoty					Vypočtené hodnoty			
frekvence= 10Hz						Blasius	Nikuradase	Lees
DN	v	Q	Q^2	Δp	Re	λ_B	λ_N	λ_L
[mm]	[m.s ⁻¹]	[m ³ .s ⁻¹]	[m ⁶ .s ⁻¹]	[Pa]	[1]	[1]	[1]	[1]
20	5,6	0,0018	3,095E-06	5	7311	0,0342	0,0301	0,0342
24	5,7	0,0026	6,649E-06	5	8930	0,0325	0,0288	0,0324
40	6,3	0,0079	6,268E-05	8	16449	0,0279	0,0254	0,0275

Tabulka 5.3. Naměřených a vypočtených hodnot prázdná potrubí při frekvenci 10 Hz

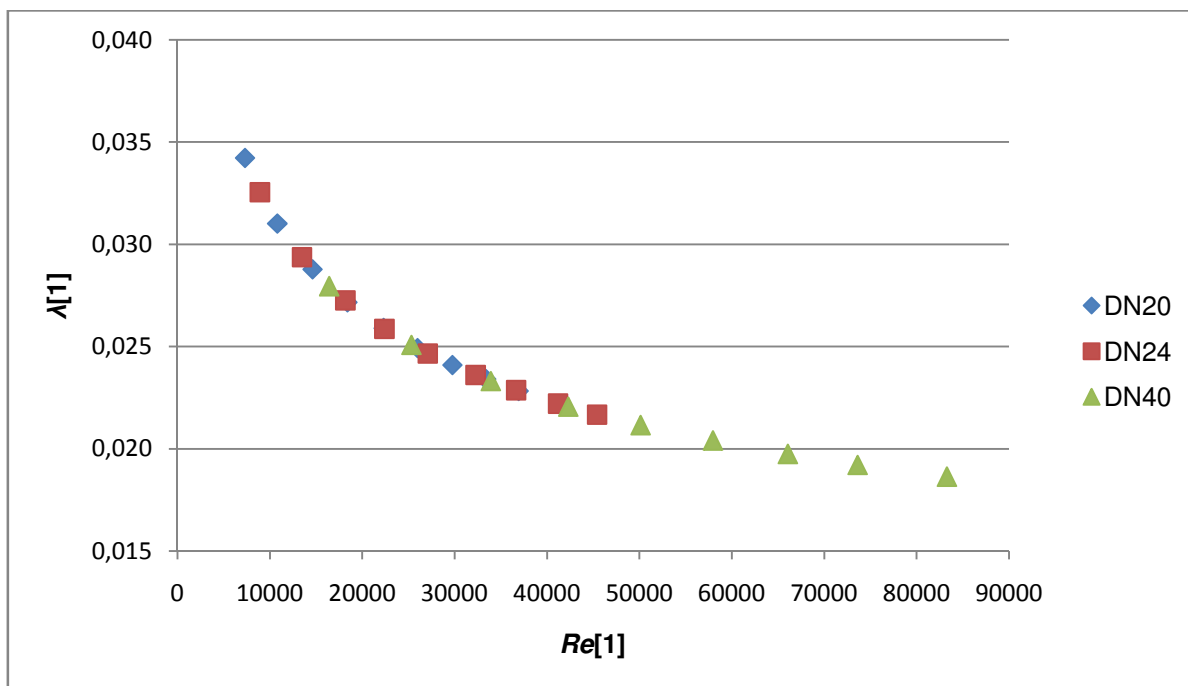
V tabulce jsou uvedeny naměřené hodnoty, rychlost v a rozdíl tlaků Δp (tlaková ztráta), z kterých jsem spočítal Reynoldsovo číslo a ztrátový součinitel λ (dle tří metod viz příklad výpočtu potrubí DN50). Ostatní frekvence viz příloha B.

Pozn.: Ačkoli byl průtok také vypočtenou hodnotou, zařadil jsem jej mezi hodnoty naměřené, protože jeho přepočet jsem dle vztahu $Q=v.S$ (S je průřezový průřez potrubí nebo později ventilu) prováděl přímo při měření.



Obr. 5.12. Δp - Q charakteristika pro různé průměry potrubí a narůstající frekvenci

V grafu (Obr. 5.12) lze vidět, že jak bylo možno očekávat, je nejvyšší tlaková ztráta v potrubí s nejmenší světlostí, v tomto potrubí bylo také dosaženo nejmenší rychlosti proudění v porovnání s ostatními potrubími.

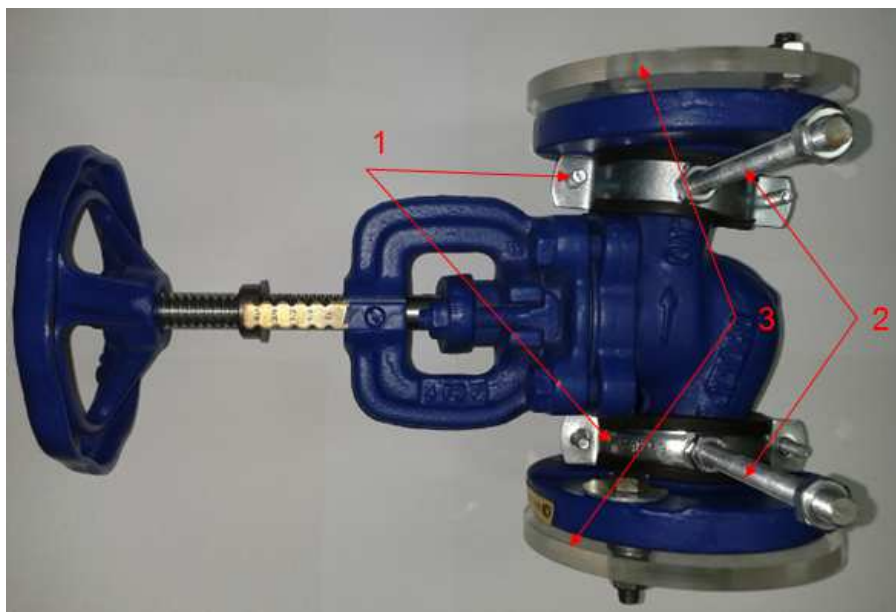


Obr. 5.13. Závislost reynoldsova ztrátového součinitele na Reynoldsově čísle

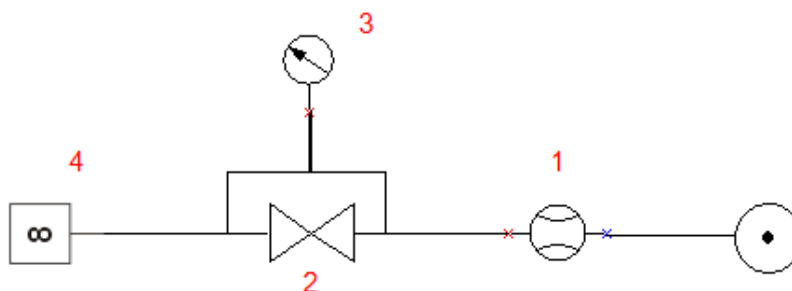
Tlaková ztráta se u jednotlivých potrubí lišila, nejnižší ztrátový součinitel mělo logicky potrubí s největší světlostí.

5.3. Měřicí trať pro regulační ventily a uzavírací ventil

Před měřením jsem na každý ventil (Obr. 5.14) umístil stahovací objímky (1) s vyhovujícím průměrem, v těchto objímkách se nacházejí závit, do kterých jsem následně namontoval vhodně zkrácené závitové tyče (2), které sloužili k upevnění ventilu v obvodu (utaženo matkami pozice 4). Následně jsem z každé strany zkoušeného ventilu namontoval přírubu (3), jenž musí mít shodnou rozteč děr pro šrouby. Z tunelu jsem také odmontoval veškeré krycí plexiskla kromě spodního. Při měření ventilů jsem užil pouze Prandtlovu trubici a odběry tlaku pro odečet rozdílu tlaků před a za ventilem pomocí kapalinového manometru Kimo.



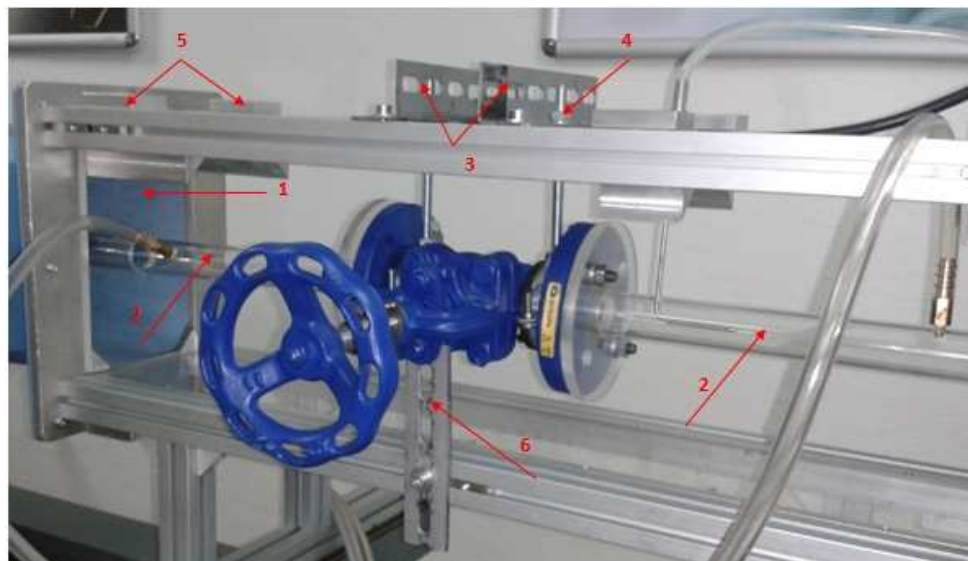
Obr. 5.14. Ventil nachystaný k uchycení do obvodu



Obr. 5.15. Schéma měřícího obvodu

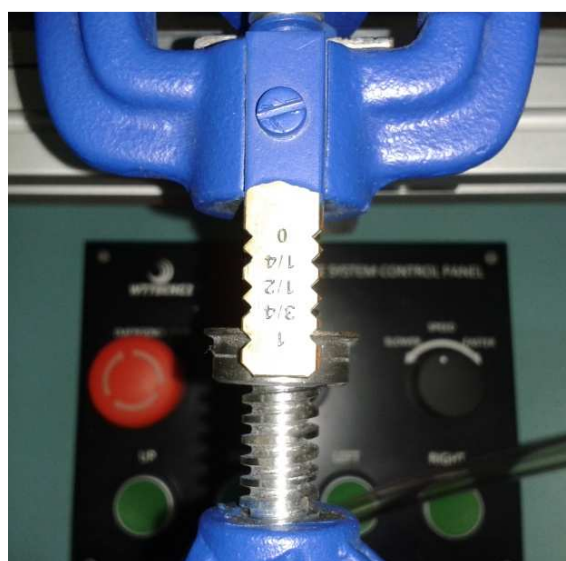
Po provedení postupu uvedeného výše jsem nasadil do tunelu (viz Obr. 5.16) jako první desky (1) s potrubími (2), odpovídající vnějším průměrem vnitřnímu průměru příruby a světlostí potrubí co možná nejbližší světlosti testovaného ventilu, učebna je těmito díly vybavena. Při nasazování potrubí jsem dbal na to, aby byly natočeny vhodně k použití Prandtlovy trubice a odběrů tlaků, před a za ventilem. Kameny (5) držící desky jsem zatím neutahoval. Po provedení tohoto postupu jsem namontoval ventil do tunelu. Ventil jsem do tunelu vkládal, tak aby byly šrouby zasunuty do děr v traverzách (napříč tunelu). Poté jsem umístil matky na šrouby nad traverzy (3). Za pomoci matek jsem ventil ustavil do takové polohy, aby byl v ose tunelu a zároveň pokud možno co nejvíc vodorovně s potrubími, které byly zasunuty v přírubách. Když byl ventil takto ustaven, dotlačil jsem kameny k deskám a utáhnul je. Z důvodu zachování rovinnosti trati jsem zároveň utáhnul matky držící ventil na traverzách a samotné traverzy. Ventil jsem ještě podepřel děrovaným plechem (6). Po provedení předchozího jsem namontoval odběry tlaku a nasadil Prandtlou trubicí (**proti** směru proudění vzduchu). Měření bylo prováděno dle normy ČSN EN 60534-2-3, odběry tlaku byly umístěny ve vzdálenostech před ventilem:

225mm, 150 a 160 mm (DN20, DN25, DN40) za ventilem 180, 200 a 190 mm. Zjednodušené schéma rozmístění jednotlivých částí v tunelu viz Obr. 5.15, kde 1 je průtokoměr, 2 je měřený ventil, 3 je manometr a 4 je ventilátor.



Obr. 5.16. Montáž ventilu

Po provedení postupu popsaného výše jsem začal s měřením. Měření jsem prováděl při různých otevřeních ventilu, přičemž jsem vždy začínal s plně otevřeným ventilem a následně jej zavíral dle stupnice (Obr. 5.17). Pro každé otevření ventilu byl nastaven rozsah frekvence ventilátoru 10 až 50Hz s krokem 5 Hz. Při uzavírání větších ventilu bylo důležité ventil pevně držet tak, aby nedošlo k porušení rovinnosti měřicí trati. Měření jsem prováděl pro ventil DN40, DN25, DN20 regulační a DN20 uzavírací (byl uzavírán o půl otáčky).



Obr. 5.17. Stupnice ventilu

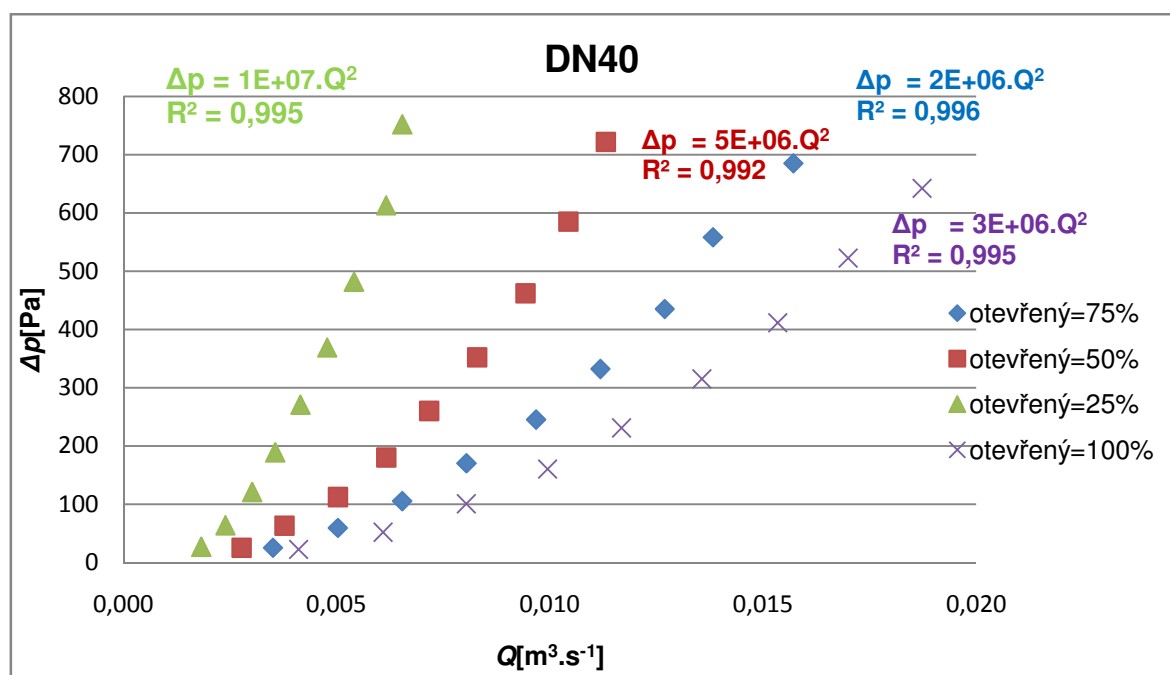
Vyhodnocení ventilů

Změřenou hodnotou u ventilů byla rychlost proudění v a tlaková ztráta Δp . Další veličiny uvedené v tabulce jsem spočítal pro vytvoření grafů například Δp - Q charakteristiky. Tabulka níže obsahuje naměřené a vypočtené hodnoty pro regulační ventil DN40 a frekvenci $f=10$ Hz. Výpočet ztrátového součinitele ξ viz rovnice 1.2. a průtokového součinitele K_v viz rovnice 2.12.

Naměřené			Vypočtené				
Otevření	v	Q	Q^2	Δp	Re	ξ	K_v
[%]	[m.s ⁻¹]	[m ³ .s ⁻¹]	[m ⁶ .s ⁻¹]	[Pa]	[1]	[1]	[m ³ .h ⁻¹]
100	3,265	0,0041	1,683E-05	22,2	8525	3,506	2,636E-06
75	2,79	0,0035	1,229E-05	25	7285	5,407	2,123E-06
50	2,2	0,0028	7,643E-06	25	5744	8,696	1,674E-06
25	1,45	0,0018	3,320E-06	27	3786	21,619	1,062E-06

Tabulka 5.4. Naměřených a vypočtených hodnot regulační ventil DN40, frekvence $f=10$ Hz

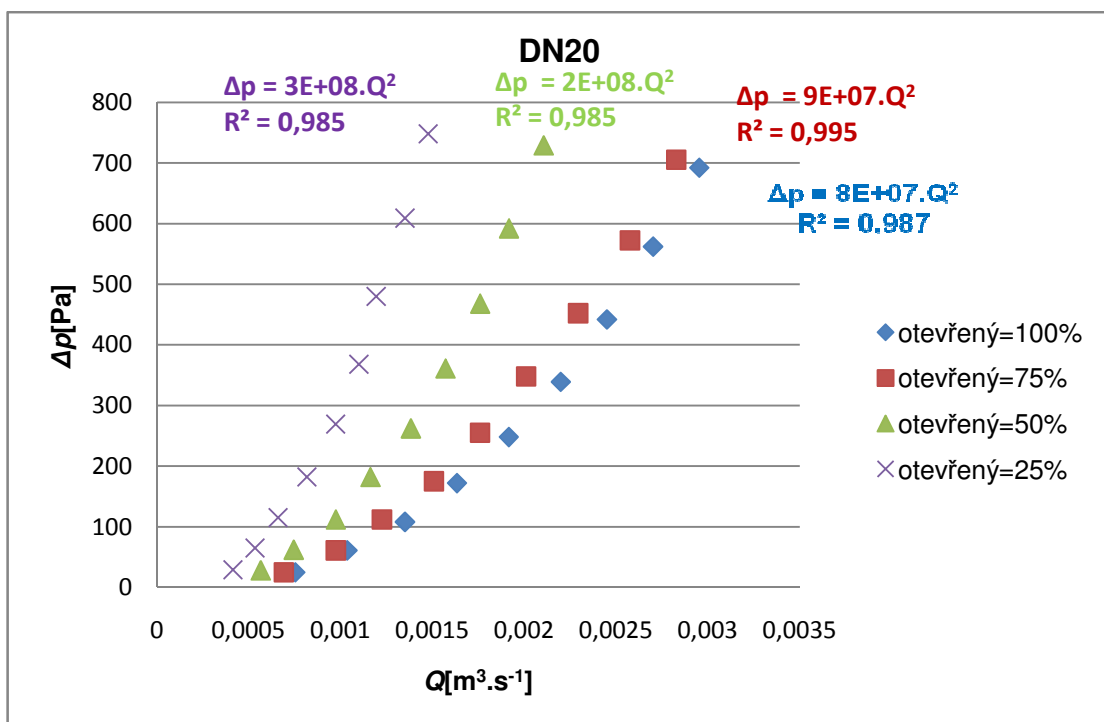
Pro každý ventil jsem vytvořil Δp - Q charakteristiku (viz příloha B), pro příklad jsem vložil charakteristiku ventilu DN40. Průtok se zvyšoval na základě vyšší frekvence otáček ventilátoru.



Obr. 5.18. Δp - Q charakteristika ventilu DN40

Procenta otevření, tak jak jsou uvedena v grafu odpovídala stupnici na ventilu (viz Obr. 5.17), přičemž při 75% otevření se jednalo o téměř otevřený ventil a při 25% otevření se naopak jednalo o ventil téměř uzavřený. Uzavírací ventil jsem uzavíral vždy o půl otáčky. Jak je vidět v grafu tlaková ztráta se při každém přivření ventilu, při stejné

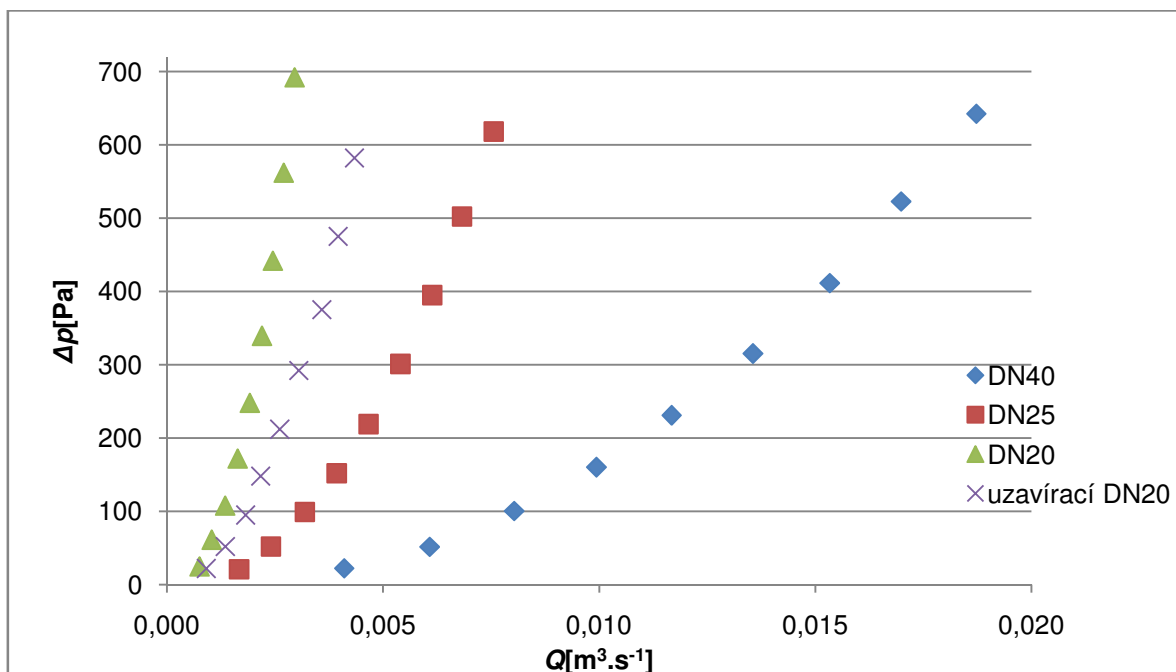
frekvenci ventilátoru, zvyšovala spolu s klesajícím průtokem. U regulačního ventilu DN25 byl průběh charakteristiky Δp - Q obdobný (viz příloha B). Ventily DN20 (regulační) a DN20 (neregulační) měli pouze minimální rozdíl mezi úplným otevřením ventilu a jeho otevřením na 75 % (respektive uzavřen o půl otáčky u ventilu neregulačního). Přikládám proto ještě graf regulačního DN20.



Obr. 5.19. Δp - Q charakteristika ventilu DN20 regulační

Jak lze vidět v grafu, při otevření ventilů na 75 % je rozdíl podstatně menší, než u ventilu DN40 a to jak v tlakové ztrátě, tak v průtoku při stejné frekvenci ventilátoru

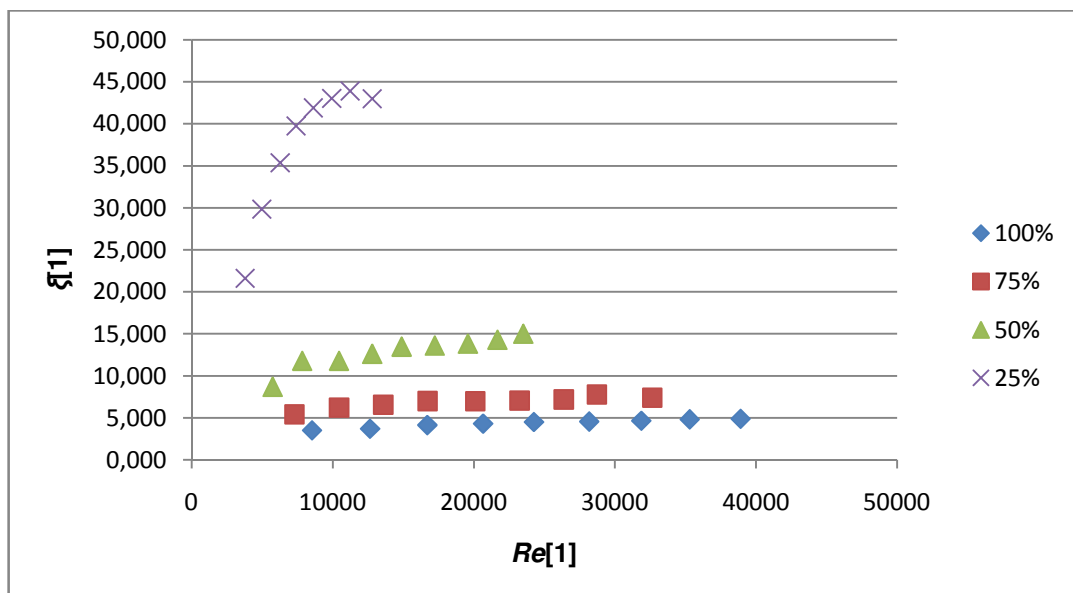
Další graf je pro porovnání Δp - Q charakteristiky jednotlivých ventilů, při plném otevření a různých frekvencích.



Obr. 5.20. Δp - Q charakteristika ventilů při plném otevření regulačních a uzavíracího ventilu

Z naměřených dat zanesených do grafu vyplývá, že s rostoucí světlostí ventilu klesala tlaková ztráta spolu s rostoucím průtokem. Nejnižší tlakovou ztrátou, vzhledem k průtoku, vykazoval ventil DN40. V porovnání například s regulačním ventilem DN20 byl průtok ventilem DN40 vždy cca 6 násobně vyšší, při Δp o cca 10 Pa nižší. Při porovnání regulačního a uzavíracího ventilu (což je možné pouze u 100 % otevření) lze říci, že tento ventil je vhodný u aplikací, kde je ventil použit ve většině případů plně otevřen, jeho tlaková ztráta byla menší než u ventilu stejné světlosti ale regulačního provedení (viz Obr. 5.20), vždy je proto vhodné zvážit funkci ventilu v obvodu. Uzavírací ventil má totiž také jednodušší konstrukci a z toho plynoucí nižší cenu.

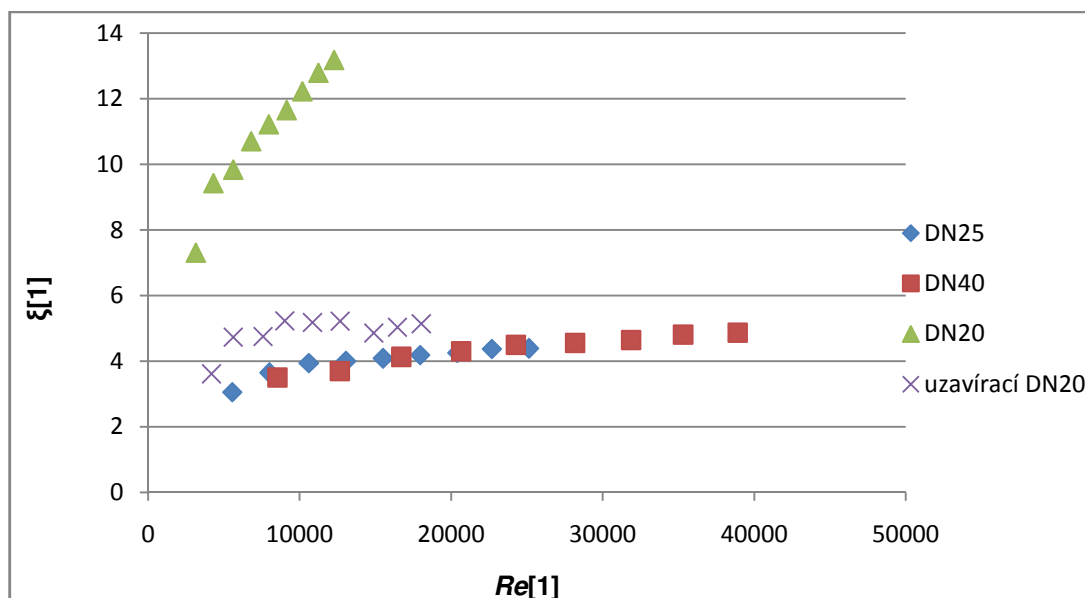
Také lze vyhodnotit závislost ztrátového součinitele ξ na Reynoldsově čísle. Jako příklad vkládám graf ventilu DN40 (Obr. 5.21), ostatní ventily viz příloha B.



Obr. 5.21. Závislost ztrátového součinitele ξ na Reynoldsově čísle, ventil DN40

Ztrátový součinitel pro daný ventil podle očekávání narůstal s uzavírajícím se ventilem. Do uzavření na 50 % stoupal ztrátový součinitel pozvolna, při otevření na 25 % došlo k prudkému nárůstu. Z energetického hlediska není vhodné ventil při tomto otevření dlouhodobě používat. Obdobný výsledek jsem zjistil i u ostatních ventilů (viz příloha B).

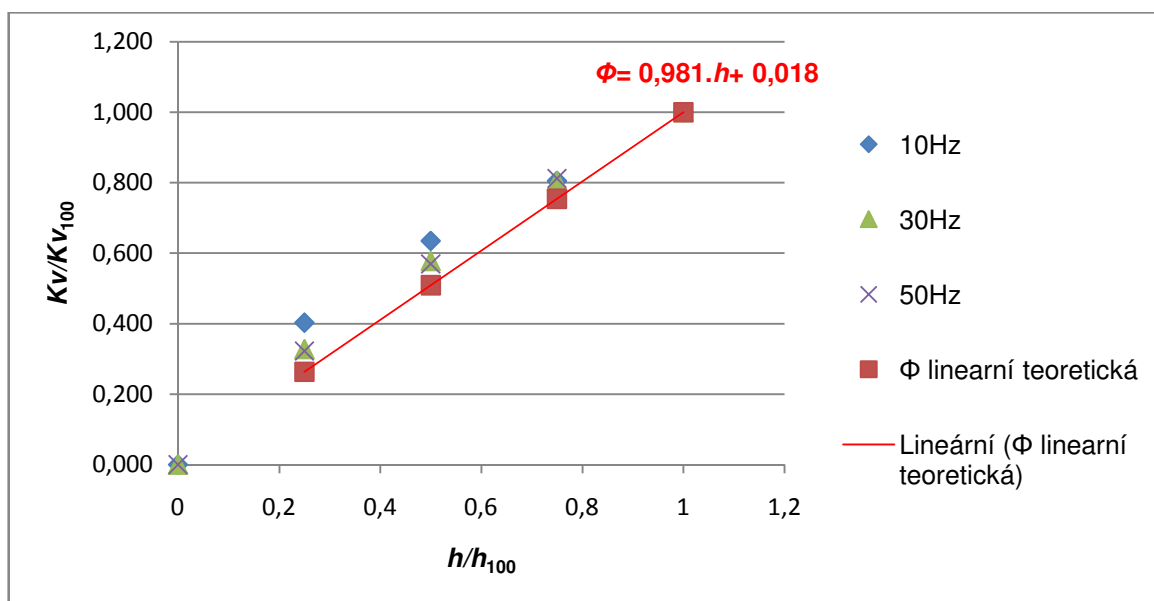
Graf (Obr. 5.22) níže je pro porovnání ztrátových součinitelů ξ jednotlivých ventilů při jejich plném otevření.



Obr. 5.22. Porovnání součinitelů ξ jednotlivých ventilů, plně otevřených

S vyšší světlostí ventilu je spojen menší ztrátový součinitel. Při porovnání ventilu uzavíracího a regulačního (světlosti DN20), vykazoval menší ztrátový součinitel ventil uzavírací, je tak při plném otevření méně energeticky náročný.

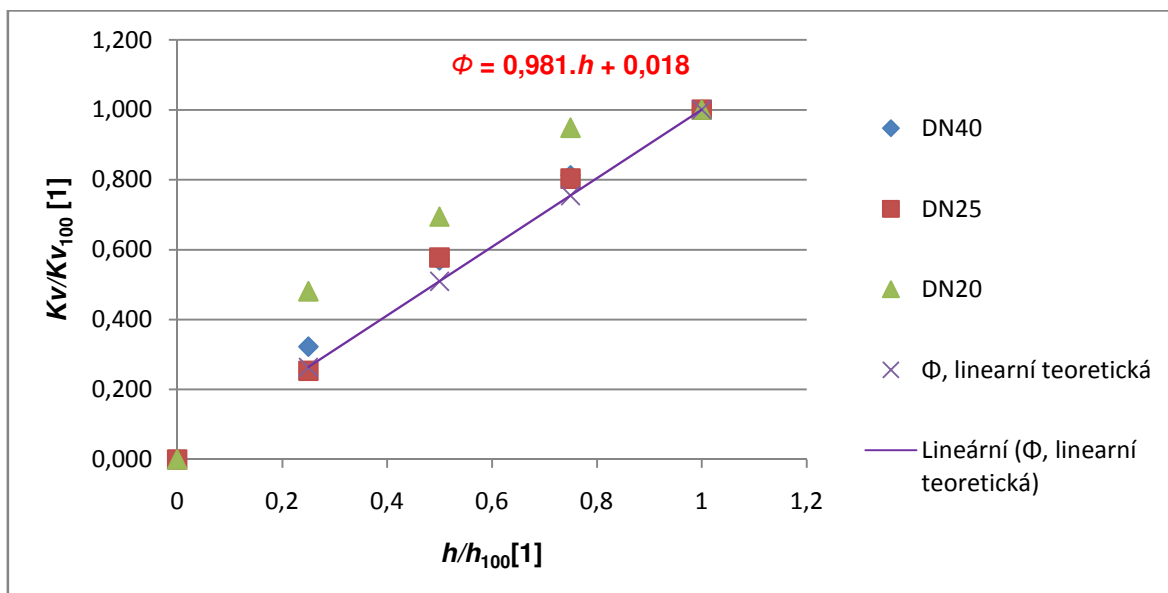
Z vypočteného součinitele K_v (počítáno dle rovnice 2.8) jsem vytvořil graf popisující průtočnou charakteristiku Φ . To jest závislost K_v/K_{v100} (součinitel přivřeného ventilu ku součiniteli plně otevřeného) na h/h_{100} (poměr otevření ventilu), v literatuře je popsána pro otevření rozdělené na deset částí. Pro moje měření jsem ale každý ventil otevřel dle stupnice (0,4=25 % apod.), viz postup. Pro zjednodušení jsem již vynechal některé frekvence ventilátoru.



Obr. 5.23. Průtočné charakteristiky ventil DN40

Při porovnání charakteristiky s literaturou je nejbližší lineární průtočné charakteristice Φ . Proto jsem spočítal i teoretickou průtočnou charakteristiku popsanou rovnicí 2.3. a zanesl ji do grafu (Obr. 5.23), při porovnání s charakteristikami ventilů má přibližně shodný průběh. Do rovnice 2.3. jsem jako zdvih kuželky použil poměrné otevření, dle stupnice ventilu (h/h_{100}), tak aby bylo možné srovnání s ventily.

V následujícím grafu jsem se rozhodl porovnat průtočné charakteristiky ventilů při frekvenci ventilátoru 50 Hz, přičemž jsem vynechal uzavírací ventil z důvodu nejednoznačného stupně uzavření, graf jsem opět proložil teoretickou lineární průtočnou charakteristikou Φ .



Obr 5.24. Průtočných charakteristik jednotlivých ventilů

Z grafu (Obr.5.24) vyplývá tak jako u ventilu DN40, že ostatní ventily mají charakteristiku odpovídající svým průběhem charakteristice lineární.

Závěr:

Úkolem mé práce bylo stanovení charakteristik ventilu při proudění plynu. V práci jsem jako první uvedl, k čemu ventily slouží, jaké druhy ventilů jsou používány a jaké veličiny jsou u nich vyhodnocovány. Jedná se především o ztrátový součinitel ξ v závislosti na Reynoldsově čísle, dále závislost poměru průtokového součinitele K_v na zdvihu kuželky ventilu a z toho vyplývající průtočné charakteristiky. U ventilů je také hodnocena autorita ventilu, jež má vliv na deformaci průtočné charakteristiky. Uvedl jsem popis měřících zařízení aerodynamického tunelu a Prandtlovy trubice. Zpracoval jsem tím teorii o měření charakteristik ventilu při proudění plynu.

Vytvořil jsem metodiku pro měření charakteristik ventilu při proudění plynu v aerodynamickém tunelu umístěném na učebně Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení. První jsem popsal metodiku vyšetření rychlostního profilu testovací sekce aerodynamického tunelu, za použití MiniCTA sondy. Dále uvádím metodiku měření prázdného potrubí, pro světlost DN50 v aerodynamickém tunelu, stejným měřidlem jako rychlostní profil tunelu. Popsal jsem také metodiku měření prázdných potrubí DN20, DN24 a DN40, (také měřených v tunelu) tyto potrubí byly měřeny přístrojem Kimo MP 120 s Prandtlovou trubicí a kapalinovým manometrem (výrobce Kimo). Poslední popsanou metodikou je měření charakteristik ventilů, které bylo prováděno stejnými měřidly jako prázdná potrubí (světlostí DN20, DN24 a DN40). V příloze C bakalářské práce jsem popsal formou návodu metodiku kalibrace MiniCTA sondy.

Provedl jsem tedy proměření prostorového rychlostního profilu v tunelu pro frekvence 20, 30 a 40 Hz. Výstupem měření byla střední rychlost a turbulence v jednotlivých souřadnicích. Stejnou metodiku měření jsem použil pro potrubí světlosti DN50. Při porovnání s prázdným tunelem (Obr. 5.9) byla při stejné frekvenci vždy dosažena nižší rychlost, to bylo pravděpodobně způsobeno větší turbulentí (viz Obr. 5.4. a 5.10). Provedl jsem měření prázdných potrubí DN20, DN24 a DN40 (tyto potrubí byly měřeny z důvodu jejich použití k měření charakteristik ventilů a určení ztrátového součinitele). Měření bylo prováděno při frekvenci ventilátoru 10 až 50 Hz (krok 5 Hz), pro toto měření jsem použil výhradně Prandtlovu trubicí (s vyhodnocovacím zařízením KIMO MP 120) a kapalinový manometr Kimo. Měřena byla rychlost proudění vzduchu v a tlaková ztráta Δp v potrubí, z těchto naměřených dat jsem spočítal průtok Q , následně Reynoldsovo číslo a ztrátový součinitel λ (viz Tab. 5.3). Zjistil jsem, že v potrubí s větší světlostí je nižší tlaková ztráta, ztrátový součinitel byl také u větších světlostí nižší (viz Obr. 5.12).

Změřil jsem regulační ventily (světlostí DN20, DN25, DN40) a uzavírací ventil (světlost DN20). Měření bylo prováděno při stejných frekvencích jako u měření prázdných potrubí (DN40, DN25, DN20), ventily byly postupně uzavírány o 25 % s počátkem 100% otevření a s konečným 25 % otevřením. Výstupem měření byly potom rychlosti a tlakový spád (v , Δp , viz Tab. 5.4), ze kterých jsem vyhodnotil Δp - Q charakteristiku pro jednotlivé ventily. V práci je uvedena Δp - Q charakteristika ventilu DN40 (Obr. 5.18) a DN20 (Obr. 5.19) a porovnání Δp - Q charakteristik všech ventilů při 100% otevření a jednotlivých frekvencích (Obr. 5.20). Na základě tohoto srovnání lze říci, že nejmenší tlakovou ztrátu vzhledem k nejvyššímu průtoku vykazoval ventil světlosti DN40. Z porovnání uzavíracího a regulačního ventilu (DN 20) je možno říci, že ventil uzavírací je vhodnější užit v obvodu, kde je ve většině případů plně otevřen, vykazoval nižší tlakovou ztrátu při vyšším průtoku. Provedl jsem výpočet ztrátového součinitele ξ v závislosti na Reynoldsově čísle, z grafu ventilu DN40 (Obr. 5.21) lze usoudit, že ventil není vhodné dlouhodobě užívat při otevření na 25 %, kdy dochází k velkému nárůstu ztrátového součinitele a tím vysoké energické náročnosti, stejný trend lze pozorovat i u zbylých ventilů. Pro srovnání ztrátových součinitelů jednotlivých ventilů, při jejich plném otevření jsem vytvořil graf Obr. 5.22, kde je zajímavé hlavně porovnání ventilů DN20 regulačního a uzavíracího, ztrátový součinitel regulačního ventilu je řádově vyšší než u ventilu uzavíracího. Další vyhodnocovanou veličinou je průtokový součinitel K_v jenž slouží k určení průtočné charakteristiky. Podle posledního bodu zadání jsem porovnal průtočnou charakteristiku ventilů s charakteristikami uvedenými v literatuře a zjistil jsem, že mají ventily průběh odpovídající nejvíce charakteristice lineární, přiložil jsem graf ventilu DN40 (Obr. 5.23) a společných graf všech regulačních ventilů (Obr. 5.24.). Dle vztahu uvedeného v literatuře jsem spočítal teoretickou lineární průtočnou charakteristikou a zanesl jí do grafů, pro lepší přímé porovnání s charakteristikami ventilů (viz Obr. 5.23 a 5.24).

V budoucnu může práce sloužit jako podklad pro matematické modelování proudění stlačitelné tekutiny ve ventilech. Dále může být využit návod umístěný v příloze práce pro ovládání aerodynamického tunelu.

Použitá literatura:

- [1] PAVLOK, Bohuslav, Sylva DRÁBKOVÁ a Jana RAUTOVÁ. *Potrubní systémy a armatury: studijní opora*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011, 249 s. ISBN 978-80-248-2518-2.]
- [2] Ing. Jiří Doubrava, Ing. Vlastimil Dytrt, Ing. Michal Klimeš, Ing. Vladimír Marek, Ing. Oldřich Novotný, Ing. Tomáš Suchánek, Ing. Milan Šalda. *REGULAČNÍ ARMATURY 4*. upravené a doplněné vydání. LDM, spol. s r.o. 560 02 Česká Třebová]
- [3] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-04-12]. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>.
- [5] JANALÍK, Jaroslav. *Obtékání a odpor těles* [CD-ROM]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-04-12]. ISBN 978-80-248-1911-2.
- [6] JANALÍK, Jaroslav. *Měření žárovým anemometrem*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita
- [7] Tabulky a výpočty. *TZB-info*. [online]. 4.5.2016 [cit. 2016-05-04]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>
- Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>
- [8] JABLONSKÁ, Jana; KOZUBKOVÁ, Milada. Diagnostics of Resistance Coefficients and Cavitation of Flow Control Valve. In: *Applied Mechanics and Materials*. 2015. p. 980-987.
- [9] NOSKIEVIČ, J. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL Praha, 1987. 354s.
- [10] ČSN EN 1267 Průmyslové armatury – Měření průtokových ztrát s použitím vody jako zkušební tekutiny. 2012.
- [11] ČSN EN 60534-2-3 Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2-3: Průtok – Zkušební postupy. 1999.
- [12] ROČEK, J. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002. 204s.
- [13] MIKULA, J. a kol. *Potrubí a armatury*. Praha: SNTL Praha, 1974. 585s.

- [14] MILLER, D. S. International Flow systems. Bedford: BHRA, 1990. 396 s. ISBN 0-947711-77-5.
- [15] KOPAČEK, J. Technická diagnostika hydraulických mechanismů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.
- [16] JANALÍK, Jaroslav. Měření tekutinových mechanismů. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995. 155 s.
- [17] VINOPAL, S.; KOLÁŘ, V. Hydraulika průmyslových armatur. Praha: SNTL Praha, 1963. 650 s.
- [18] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. 1997.
- [19] ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah forma a struktura. 1996.

Seznam příloh

- A Měření prázdného tunelu a potrubí DN50
- B Měření charakteristik ventilů a potrubí
- C Návod na kalibraci tunelu